

VŠB – Technická univerzita Ostrava

Fakulta strojní

Katedra hydromechaniky a hydraulických zařízení

# **Diplomová práce**

VŠB – Technická univerzita Ostrava

Fakulta strojní

Katedra hydromechaniky a hydraulických zařízení

**Modernizace a rekonstrukce hydraulického pohonu  
posuvu válcovacích stolic na provozu válcovny drátů a  
jemných profilů**

**Renovation and Reconstruction of Hydraulic Drive for  
Rolling Mills Shift at Wire Rod and Fine Profile Mill**

Student: Bc. René Nytra

Vedoucí diplomové práce: Ing. Erik Stonawski, Ph.D

Ostrava 2009

# **zadání**

## **Prohlášení studenta**

Prohlašuji, že jsem celou diplomovou práci včetně příloh vypracoval samostatně pod vedením vedoucího diplomové práce a uvedl jsem všechny použité podklady a literaturu.

V Ostravě .....

.....

podpis studenta

Prohlašuji, že

- byl jsem seznámen s tím, že na moji diplomovou práci se plně vztahuje zákon č. 121/2000Sb.- autorský zákon, zejména §35- užití díla v rámci občanských a náboženských obřadů, v rámci školních představení a užití díla školního a §60- školní dílo.
- Beru na vědomí, že Vysoká škola báňská - Technická univerzita Ostrava (dále jen VŠB-TUO) má právo nevýdělečně ke své vnitřní potřebě diplomovou práci užít (§35 odst. 3).
- Souhlasím s tím, že jeden výtisk diplomové práce bude uložen v Ústřední knihovně VŠB-TUO k prezenčnímu nahlédnutí a jeden výtisk bude uložen u vedoucího diplomové práce. Souhlasím s tím, že údaje o diplomové práci budou zveřejněny v informačním systému VŠB - TUO.
- Bylo sjednáno, že s VŠB - TUO, v případě zájmu z její strany, uzavřu licenční smlouvu s oprávněním užít dílo v rozsahu §12 odst. 4 autorského zákona.
- Bylo sjednáno, že užít své dílo diplomovou práci nebo poskytnout licenci k jejímu využití mohu jen se souhlasem VŠB - TUO, která je oprávněna v takovém případě ode mne požádat přiměřený příspěvek na úhradu nákladů, které byly VŠB - TUO na vytvoření díla vynaloženy (až do jejich skutečné výše).

V Ostravě .....

.....

Bc. René Nytra

Beskydská 698

Třinec

739 61

## **ANOTACE DIPLOMOVÉ PRÁCE**

NYTRA, R. Modernizace a rekonstrukce hydraulického pohonu posuvu válcovacích stolic na provozu válcovny drátů a jemných profilů. Ostrava: katedra Hydromechaniky a hydraulických zařízení, Fakulta strojní VŠB - Technická univerzita Ostrava, 2009, 58 s. Diplomová práce, vedoucí: Stonawski E.

Úkolem této diplomové práce je modernizace a rekonstrukce stávajícího hydraulického pohonu pro posuv válcovacích stolic na provozu válcovny drátu a jemných profilů v Třineckých železárnách. V úvodní části je popsán současný stav hydraulického pohonu. Dále se v práci pojednává o neekologickém a neekonomickém provozu a údržbě.

V následující části je vypracován návrh nového hydraulického pohonu (je zvolen ze dvou variant), funkce obvodu, pokyny pro údržbu a uvedení do provozu, základní bezpečnostní předpisy pro provoz a rizika spojená s provozem hydraulického zařízení.

V závěru je zhodnocení ekonomických a ekologických aspektů nového hydraulického pohonu.

## **ANNOTATION OF THESIS**

NYTRA, R. Renovation and Reconstruction of Hydraulic Drive for Rolling Mills Shift at Wire Rod and Fine Profile Mill. Ostrava: Department of Hydromechanics and Hydraulic Equipments, Faculty of Engineering VŠB-Technická univerzita Ostrava, 2009, 58 pages. thesis, Leader: Stonawski, E.

The task of this thesis is the modernization and the redesign of the existing hydraulic drive for the motion of rolling mill stands at the wire-rod and small section mill. In the opening part there is described the present condition of the hydraulic drive. Further it is dealt with non-ecological and uneconomical operation and maintenance.

In the following part there is drawn up a project of the new hydraulic drive (it is chosen from two alternatives), the circuit operation, maintenance and set up instructions, basic safety instructions for the operation and hazards associated with operation of hydraulic devices.

In conclusion there is the evaluation of economic and environmental aspects of the new fluid hydraulic drive.

## Obsah

1. Přehled současného stavu dané problematiky.....	12
1.1 Válcovna drátu a jemných profilů.....	12
1.2 Hydraulický pohon pro posuv válcovacích stolic .....	14
1.3 Popis činnosti při posuvu válcovacích stolic .....	18
1.4 Požadavky na současný provoz údržbu .....	19
2. Návrh řešení hydraulických pohonů.....	20
2.1 Hydraulický pohon varianta <i>A</i> .....	21
2.2 Hydraulický pohon varianta <i>B</i> .....	22
2.3 Porovnání řešení a výběr pohonu .....	23
2.4 Popis funkce zvolené varianty obvodu.....	23
3. Návrh hydraulického obvodu.....	24
3.1 Výpočet účinné plochy hydromotoru .....	24
3.2 Výpočet objemového průtoku.....	25
3.3 Výpočet zatěžující síly.....	25
3.4 Výpočet tlakového spádu na hydromotoru .....	26
3.5 Volba hydrogenerátoru .....	26
3.6 Návrh elektromotoru .....	27
3.7 Návrh kapaliny v obvodu.....	27
3.8 Návrh rozvaděče pro ovládání přímočarého hydromotoru .....	30
3.9 Návrh hydraulického zpětného ventilu.....	30
3.10 Návrh škrtkového ventilu.....	31
3.11 Návrh pojistného ventilu .....	31
3.12 Návrh nádrže .....	32
3.13 Návrh filtru .....	33
4. Tepelný výpočet hydraulického obvodu.....	37
4.1 Výpočet výkonu v jednotlivých intervalech .....	38
4.2 Výpočet ztrátového výkonu .....	39
4.3 Výpočet tepelné konstanty .....	39
4.4 Výpočet průběhu oteplování .....	40
4.5 Výpočet maximální teploty oleje .....	41
5. Návrh potrubí .....	43
5.1 Návrh sacího potrubí .....	43
5.2 Návrh tlakového potrubí .....	43
5.3 Návrh zpětného vedení potrubí .....	44
5.4 Návrh potrubí k hydromotoru .....	44

6.	Pevnostní výpočet .....	45
6.1	Kontrola pístnice na vzpěrnou pevnost .....	45
7.	Porovnání stávajícího a navrženého pohonu .....	48
7.1	Porovnání energetické náročnosti .....	48
8.	Pokyny pro uvedení do provozu .....	49
8.1	Připojení agregátu .....	49
8.2	Připojení agregátu k elektrickému obvodu stroje.....	49
8.3	Plnění nádrže olejem .....	50
8.4	Spuštění elektromotorů a čerpadel .....	50
8.5	Seřízení pracovního tlaku .....	50
8.6	Měření tlaku .....	50
8.7	Filtrace oleje.....	51
8.8	Měření teploty .....	51
8.9	Měření hladiny .....	51
8.10	Základní bezpečnostní předpisy .....	52
8.11	Stanovení rizik spojených s provozem hydraulického zařízení .....	52
9.	Údržba hydraulického pohonu .....	53
9.1	Údržba pracovní kapaliny .....	53
9.2	Kontrola stavu filtrů .....	53
9.3	Údržba hydrogenerátoru .....	54
9.4	Oprava hydraulického zařízení .....	54
10.	Závěr .....	56
11.	Použitá literatura.....	57
12.	Seznam příloh .....	58



## Seznam použitého označení

Značka:	Název:	Rozměr:
D	průměr pístu	[m]
F <sub>1</sub>	síla od tření břemene	[N]
F <sub>C</sub>	celková zatěžující síla	[N]
F <sub>D</sub>	dynamická síla	[N]
P <sub>E</sub>	výkon elektromotoru	[W]
P <sub>EKV</sub>	ekvivalentní výkon	[W]
P <sub>i</sub>	výkon v pracovním cyklu	[W]
P <sub>ZTR</sub>	ztrátový výkon	[W]
Q <sub>A</sub>	průtok kapaliny filtrem	[m <sup>3</sup> ·s <sup>-1</sup> ]
Q <sub>HG</sub>	objemový průtok hydrogenerátoru	[m <sup>3</sup> ·s <sup>-1</sup> ]
Q <sub>t</sub>	celkové teplo	[J]
Q <sub>1</sub>	objemový průtok pro posuv od pohonu	[m <sup>3</sup> ·s <sup>-1</sup> ]
Q <sub>2</sub>	objemový průtok pro posuv k pohonu	[m <sup>3</sup> ·s <sup>-1</sup> ]
R <sub>O</sub>	odpor těsnění	[N]
S <sub>N</sub>	plocha nádrže	[m <sup>2</sup> ]
S <sub>1</sub>	plocha pístu hydromotoru	[m <sup>2</sup> ]
S <sub>2</sub>	plocha mezikruží hydromotoru	[m <sup>2</sup> ]
T	časová konstanta oteplení	[s]
V <sub>g</sub>	geometrický objem hydrogenerátoru	[m <sup>3</sup> ]
V <sub>N</sub>	objem nádrže	[m <sup>3</sup> ]
a	zrychlení hydromotoru	[m·s <sup>-2</sup> ]
a	délka nádrže	[m]
b	šířka nádrže	[m]
c	výška nádrže	[m]
c <sub>ol</sub>	měrná tepelná kapacita oleje	[J·kg <sup>-1</sup> ·K <sup>-1</sup> ]
c <sub>oc</sub>	měrná tepelná kapacita oceli	[J·kg <sup>-1</sup> ·K <sup>-1</sup> ]
d	průměr pístnice	[m]
d <sub>i</sub>	průměr světlosti potrubí	[m]
f	součinitel tření	[-]

$f_1$	vizkozní faktor	[-]
$f_2$	faktor vlivu okolního prostředí	[-]
$h$	zdvih hydromotoru	[m]
$h$	výška hladiny kapaliny	[m]
$m$	hmotnost pohonu válcovacích stolic	[kg]
$m_{OL}$	hmotnost oleje	[kg]
$n$	otáčky elektromotoru	[s <sup>-1</sup> ]
$n$	oběhové číslo	[-]
$n_G$	otáčky hydrogenerátoru	[s <sup>-1</sup> ]
$p_1$	tlak v pracovní větvi	[pa]
$p_2$	tlak v odpadní větvi	[pa]
$t$	teplota	[°C]
$t_{max}$	maximální teplota oleje	[°C]
$t_o$	teplota okolí	[°C]
$v$	rychlost proudění kapaliny	[m·s <sup>-1</sup> ]
$v_1$	rychlost vysouvání PH	[m·s <sup>-1</sup> ]
$v_2$	rychlost zasouvání PH	[m·s <sup>-1</sup> ]
$\Delta p_1$	tlakový spád pro vysouvání PH	[pa]
$\Delta p_2$	tlakový spád pro zasouvání PH	[pa]
$\eta_{celk}$	účinnost celková	[-]
$\eta_E$	účinnost elektromotoru	[-]
$\eta_{HG}$	účinnost hydrogenerátoru	[-]
$\eta_H$	účinnost hydromotoru	[-]
$\eta_{m,p}$	účinnost mechanicko - tlaková	[-]
$\beta_x$	srovnávací hodnota filtru	[-]
$\Phi$	celkový tepelný výkon	[W]

## Úvod

Diplomová práce se zabývá řešením problematiky hydraulického řízení posuvu horizontálních válcovacích stolic. Tyto stolice jsou nedílnou částí provozu válcovny drátu a jemných profilů a jejich úlohou je provádění posuvu válcovacích stolic, tak aby nové neopotřeбенé vedení bylo v ose válcování. Válcované výrobky jsou vyráběny na tzv. kontijemné trati, které jsou dále upravovány. Tato trať prošla v minulosti částečnou rekonstrukcí. Zrekonstruovaná kontijemná trať umožňuje válcování oceli, u nichž jsou kladeny vysoké požadavky na přesnost základních jakostních parametrů. Dvoužilová trať se zvýšenou kapacitou výroby, širokým sortimentem a vysokou kvalitou je řízena automatizovaným systémem. Do rekonstrukce válcovací tratě nebyl začleněn pohon pro posuv horizontálních válcovacích stolic. Stávající hydraulický pohon tedy nesplňuje požadavky, které vyplývají z potřeb současného kontinuálního procesu výroby.

Z několikaleté praxe působením ve strojní údržbě na tomto provozu, se analyzoval poruchový stav tohoto hydraulického pohonu. Jednotlivé prvky hydraulického obvodu se v současné době již nevyrábí, a proto je velmi obtížné tyto komponenty nahradit. Jedna z nevýhod je, že do hydraulického obvodu jsou společně začleněny všechny horizontální válcovací stolice obou žil válcovací tratě. To znamená, že při poruše hydraulického systému dojde k úplnému přerušení výroby, tudíž k výrazným finančním ztrátám. Současný provoz hydraulického pohonu je energeticky náročný a velice neekologický. Z výše uvedených důvodů byl dán podnět od vedoucích pracovníků TŽ k vypracování návrhu na řešení současného stavu.

Úkolem této diplomové práce je navrhnout moderní hydraulický pohon pro posuv válcovacích stolic, který splňuje ty nejnáročnější požadavky při kontinuálním procesu výroby a zároveň zohledňuje ekonomické a ekologické aspekty.

# 1. Přehled současného stavu dané problematiky

## 1.1 Válcovna drátu a jemných profilů

### Kontijemná trať

Kontijemná trať na válcovně drátu a jemných profilů byla postavená v roce 1960 a prošla v letech 2003-2004 rozsáhlou rekonstrukcí a modernizací. Na trati je vyráběna kruhová ocel v tyčích i ve svitcích, plochá ocel, úhelníky a betonářská žebírková ocel. Kontijemná trať, (výkres dispozice viz [ příloha č. 1]). Kontislitky a sochory jsou ohřívány v krokové peci. Za krokovou pecí je umístěn vysokotlaký ostřík okují a čtyřstolicové jednožilové přípravné pořadí obr. 1.1.1, které tvoří dvě vertikální a dvě horizontální válcovací stolice.



Obr. 1.1.1 čtyřstolicové jednožilové přípravné pořadí

Za čtyřstolicovým jednožilovým přípravným pořadím následuje válečkový dopravník, který přivádí vývalek k dělicím nůžkám. Za dělicími nůžkami je dvoužilová předtrať obr. 1.1.2, kterou tvoří osm horizontálních válcovacích stolic.



Obr. 1.1.2 osmistolicová dvoužilová předtrať

Za osmistolicovou dvoužilovou předtrať následuje samostatné jednožilové pravé a levé hotovní pořadí. Hotovní pořadí obr. 1.1.3, tvoří osm stolic. Tři vertikální válcovací stolice a pět horizontálních válcovacích stolic.



Obr. 1.1.3 pravé hotovní pořadí

Za pravou žilou se nachází hotovní ASC blok, který umožňuje přesné válcování s řízeným chlazením. Pravá žíla umožňuje válcování speciálních kvalit SBQ do průměru 70 mm. Levá žíla je uzpůsobena pro válcování betonářské oceli. Vývalky z obou žil postupují válečkovým dopravníkem na chladicí lože. Z pravého chladicího lože jsou vývalky v délkách 80-110 m dopravovány do úpravny k dělení na rozbrušovacích pilách a dále k vázacím linkám. Z levého chladicího lože jsou vývalky zaváděny k dělení nůžkami.

Součástí tratě je navíjecí linka pro navíjení kruhové oceli do svitků. V tab. 1.1.1 je přehledná charakteristika kontijemné tratě. Podstatná část výrobků je dále zpracována na finalizačních zařízeních – žíhání, loupání, broušení, tryskání, hrotování, kontrola vnitřních a povrchových vad.

Tab. 1.1.1 charakteristika kontijemné tratě

přípravné pořadí, průměr válců	jednožilové, 4 stolice H - V, $\varnothing$ 620 mm
předtrať, průmět válců	spojitá dvoužilová 8 stolic H, $\varnothing$ 420 mm
pravé hotovní pořadí, průměr válců	8 stolic - 3V a 5 H, $\varnothing$ 320 mm
ASC blok, průměr válců	V - H, $\varnothing$ 220 mm
levé hotovní pořadí	8 stolic - 3V a 5 H, $\varnothing$ 320 mm
válcovací rychlost	15 m/s max.
kapacita	580 kt/rok

## 1.2 Hydraulický pohon pro posuv válcovacích stolic

Hydraulický pohon pro posuv válcovacích stolic (výkres schéma obvodu [příloha č. 2]) je určen pro horizontální válcovací stolice. Do hydraulického obvodu pro posuv válcovacích stolic je začleněno pět stolic dvoužilové předtraťi, dále pět válcovacích stolic pravého hotovního pořadí a pět válcovacích stolic levého hotovního pořadí. Hydraulický pohon tvoří plynový hydraulický akumulátor, hydraulická stanice a kompresor. Tento pohon je umístěn v suterénu, tedy pod úrovní válcovací tratě. Rozvod tlakového potrubí a zpětného potrubí je veden v podzemní síti (energokanálu).

Hydraulický akumulátor obr. 1.2.1 má objem  $473 \text{ dm}^3$ . Tento plynový hydraulický akumulátor slouží k akumulaci tlakové energie kapaliny. V uvedeném případě jde o plynový hydraulický akumulátor s přímým stykem kapaliny a plynu.



Obr. 1.2.1 plynový hydraulický akumulátor

Hydraulický akumulátor je opatřen tlakovými spínači pro řízení difference provozního tlaku. Dále pak stavoznakem pro vizuální odečítání výšky hladiny kapaliny a pojistným ventilem, který zajišťuje, aby v obvodu nebyl překročen maximální pracovní tlak.

Součástí hydraulického pohonu je hydraulická stanice obr. 1.2.2. Stanici tvoří nádrž o objemu  $1\text{ m}^3$ , která slouží jako zásobník kapaliny pro hydraulický obvod. Na nádrži je nalévací otvor pro kapalinu. Součástí nádrže je ohřívač kapaliny, jehož úkolem je ohřát kapalinu na provozní teplotu. Dále je na nádrži instalován průhledový stavoznak, jehož prostřednictvím zjišťujeme stav hladiny kapaliny. Na boční straně je otvor s víkem, který slouží k vyčištění nádrže. Součástí nádrže je kulový uzavěr pro vypouštění kapaliny.



Obr. 1.2.2 hydraulická stanice

Prvky hydraulického obvodu jsou elektromotor, který pohání hydrogenerátor. Jedná se o zubový hydrogenerátor s vnějším ozubením, který dopravuje kapalinu do plynového hydraulického akumulátoru a dále do hydraulického obvodu. Dalšími prvky jsou pojistný ventil, který zajišťuje, aby v obvodu nebyl překročen maximální přípustný tlak. Dále sací filtr, který slouží k zachycování pevných nečistot, je umístěn v potrubí přívodu k hydrogenerátoru. Jednotlivé komponenty v hydraulickém obvodu jsou propojeny potrubím, které zajišťuje přenos energie mezi primární a výkonovou částí. Hydraulický agregát je uložen v suterénu pod válcovací tratí. Tlakové a zpětné vedení potrubí je z větší části uloženo v energokanálech a pro běžnou vizuální kontrolu a údržbu obtížně přístupné. Pokud dojde k úniku kapaliny z důvodu netěsnosti, je nádrž doplněna provozní kapalinou z centrálního rozvodu. V celém hydraulickém potrubním rozvodu není žádné kontrolní měřící místo pro měření tlaku v systému. Z hlediska diagnostiky je velice obtížné určit místo netěsnosti, popř. tlakové ztráty v systému.



Zdrojem stlačeného vzduchu je třístupňový kompresor obr. 1.2.3. Pístový kompresor je přes řemenový převod poháněn elektromotorem. Objemový průtok vzduchu lze řídit otáčkami elektromotoru tj. frekvenčním měničem. Součástí kompresoru je vodní chladič, který chladí stlačený vzduch v mezistupni. Kompresor vhání stlačený vzduch do hydraulického akumulátoru a vytváří tak tlakovou energii kapaliny, která je přiváděna k přímočarému hydromotoru.



Obr. 1.2.3 třístupňový kompresor

Pro řízení směru toku kapaliny, která je přiváděna k přímočarému hydromotoru, slouží v hydraulickém obvodu rozvaděč. V tomto případě se jedná o šoupátkový rozvaděč s rotačním pohybem uzavíracího členu obr. 1.2.4. Pro uzavření přívodu kapaliny k rozvaděči je vřazen do obvodu šoupátkový uzávěr.



Obr. 1.2.4 šoupátkový rozvaděč



Tlakovou energii kapaliny převádí přímočarý hydromotor obr. 1.2.5 na energii mechanickou. V tomto případě se jedná o vodorovný posuv horizontální válcovací stolice. Přímocharý hydromotor je uchycen k základovému rámu pomocí držáku, který je vyroben speciálně pro tuto aplikaci.



Obr. 1.2.5 přímocharý hydromotor

Na základní rám je posazeno válcové hnací ústrojí, dále kloubový pohon a válcovací stolice. Stolice je spojena s kloubovým pohonem drážkovými hřídeli a spojovacími šrouby. Technické parametry stávajícího hydraulického pohonu jsou uvedeny v tab. 1.2.1

Tab. 1.2.1 Technické parametry stávajícího hydraulického pohonu

Prvek	Typ
Plynový hydraulický akumulátor	KESSEL 1210 $V = 473,6 \text{ dm}^3$
El. motor pro pohon kompresoru	Siemens 1 LG4 30 kW 400/690 V 50 Hz
Kompresor pístový	ČKD 3 TWK 120 105 $\text{m}^3/\text{hod}$
El. motor pro pohon hydrogenerátoru	Siemens 1 LA7 7,5 kW 400/690 V 50 Hz
Hydrogenerátor zubový	PZ 1 - 63 / R $V_g = 45 \text{ cm}^3$
Pojistný ventil	PV 110/02 DN 25
Přímocharý hydromotor	PH 220/80 - 750
Filtr	STR 070 - 4 S G1 M90

### 1.3 Popis činnosti při posuvu válcovacích stolic

Hydraulický pohon slouží k posuvu válcového hnacího ústrojí a přestavitelného kloubového pohonu (výkres sestava viz [ příloha č. 3]), na kterém je uchycena horizontální válcovací stolice obr. 1.3.1. Součástí válcovacích stolic jsou kovací válce, které jsou uchyceny v rámu stolice a jsou usazeny napříč k ose válcování. Na kovacích válcích je vytvořeno několik profilových vedení a drážková hřídel pro pohon těchto válců. Drážkové hřídele jsou vsunuty do hřídelí kloubového pohonu.



Obr. 1.3.1 válcovací stolice

Při procesu válcování dochází k opotřebení profilových vedení. Pokud vedení nevyhovuje danému kalibru je nutno provést posuv válcovací stolice tak, aby v ose válcování bylo následující neopotřeбенé vedení. Při manipulaci posuvu válcovací stolice je nutná spolupráce dvou pracovníků. První pracovník otevře šoupátkový uzávěr, který přivede tlakovou kapalinu k šoupátkovému rozvaděči. Pomocí ovládací páky rozvaděče se přestaví do polohy, kdy tlaková energie kapaliny začne vysouvat pístnici přímočarého hydromotoru. Pístnice je spojena s hnacím ústrojím, kloubovým pohonem, na kterém je uchycena válcovací stolice. Tato stolice se začne vysouvat v požadovaném směru. Druhý pracovník dává vizuální pokyn, zda je válcovací stolice v požadované poloze či nikoli. Po ukončení posuvu válcovací stolice, první pracovník přestaví šoupátkový rozvaděč zpět do středové polohy a uzavře přívod kapaliny k rozvaděči.

Pokud jsou na kovacích válcích všechna profilová vedení opotřeбенá, nebo nastane změna profilu pro válcování, je nutné válcovací stolicí zaměnit za novou. Uvedená změna se

provádí tak, že se vysune pístnice hydromotoru (max. zdvih) tzn. válcové hnací ústrojí, kloubový pohon a válcovací stolice se posunou do krajní polohy. Provede se demontáž spojovacích šroubů mezi válcovací stolicí a kloubovým pohonem. Následně se provede zpětné zasunutí pístnice hydromotoru. Při zpětném posuvu válcového hnacího ústrojí a kloubového pohonu dojde k vysunutí drážkových hřídelí válcovací stolice z kloubového pohonu. Po provedení uvedených úkonů se válcovací stolice vyjme ze základového rámu pomocí jeřábu a následně vymění za novou.

#### **1.4 Požadavky na současný provoz údržbu**

Na provozu válcovny drátu a jemných profilů je proces výroby válcování předvalků kontinuální. Výroba je členěna na dekadní cykly. U tohoto druhu výroby, kdy je provoz zastaven, je čas pro údržbu strojů a zařízení přesně stanoven.

Hydraulický pohon pro posuv válcovacích stolic nelze během procesu výroby zastavit. U tohoto zařízení jsou dvě pracovní média. Jedno z pracovních médií je stlačený vzduch, který patří mezi nejdražší, co se týče výroby. Stlačování vzduchu patří mezi energeticky intenzivní a ekonomicky náročné procesy přeměny energie. Na provozní údržbu kompresoru je třeba plánovat určitou kapacitu, případné delší prostoje a celá operace vyžaduje značné finanční náklady. Pro spolehlivý provoz zařízení je rozhodující čistota stlačeného vzduchu. Proto je důležitá kontrola vzduchového filtru. Dále je nutná také kontrola chladiče a veškerý rozvod potrubí. Důležitým prvkem obvodu je hydraulický akumulátor, pro který platí bezpečnostní předpisy a normy pro tlakové nádoby. Nezbytná údržba se musí provádět také na hydraulické části pohonu. Kontrola filtru ve zpětném vedení, vizuální kontrola hladiny oleje v nádrži. Pravidelný odběr vzorků kapaliny k analýze. Vizuální kontrola těsnosti potrubního rozvodu je v tomto případě obtížná. Je uloženo v energokanálu pod úrovní válcovací tratě. Potrubí je z větší části pro provoz nevyhovující a dochází k častým únikům kapaliny. Vznikají časté poruchy na zařízení a dochází k neplánovanému zastavení výroby. Což má za následek snížení rychlosti nebo odstávku návazných linek a následně vyplývající ekonomické důsledky. Tento pohon je velmi zastaralý. Většina prvků tohoto pohonu se již nevyrábí, a proto je obtížné zvolit alternativní náhradu. Z těchto důvodů je nutná modernizace a rekonstrukce uvedeného hydraulického pohonu. V současné době je trendem neustále zvyšovat efektivitu a snižovat energetickou náročnost výrobních zařízení.

## 2. Návrh řešení hydraulických pohonů

Hlavním požadavkem nové koncepce řešení je, aby pro každou část kontijemné tratě, tedy pro předtrať, pravé hotovní pořadí a levé hotovní pořadí byl samostatný hydraulický agregát včetně řízení. Posuv stolice má provádět jeden pracovník ovládáním tlačítka. Je potřeba, zabezpečit aby hydraulický válec nevykazoval pohyb při působení vnějších sil. Cílem je provádět běžnou údržbu bez omezení procesu válcování, dále zvolit záložní zdroj energie tlakové kapaliny a zajistit rychlost posuvu válcovací stolice  $0,03 \text{ m.s}^{-1}$ .

Při postupu návrhu hydraulického pohonu pro posuv válcovacích stolic se vychází z požadavku, že hydraulický agregát je určen pro samostatnou část kontijemné tratě. V každé z této části kontijemné tratě je začleněno do hydraulického obvodu pět přímočarých hydromotorů. Tyto hydromotory pracují jednotlivě v nepravidelném pracovním cyklu. Slouží pro posuv horizontální válcovací stolice. Hydromotor je usazen v základovém rámu a pístnice je uchycena k převodové skříni, která je součástí kloubového pohonu. Z toho vyplývá, že stávající přímočaré hydromotory budou použity i po rekonstrukci.

Pro splnění dalšího požadavku, kdy pracovník ovládá posuv válcovací stolice tlačítkem, se zvolil šoupátkový rozváděč ovládaný elektromagnety. Rozváděč je čtyřcestný třípolohový. Tlačítko ke spínání elektromagnetu bude umístěno na konstrukci kloubového pohonu, poblíž kovací válců válcovací stolice tak, aby pracovník měl dostatečný přehled o požadované poloze.

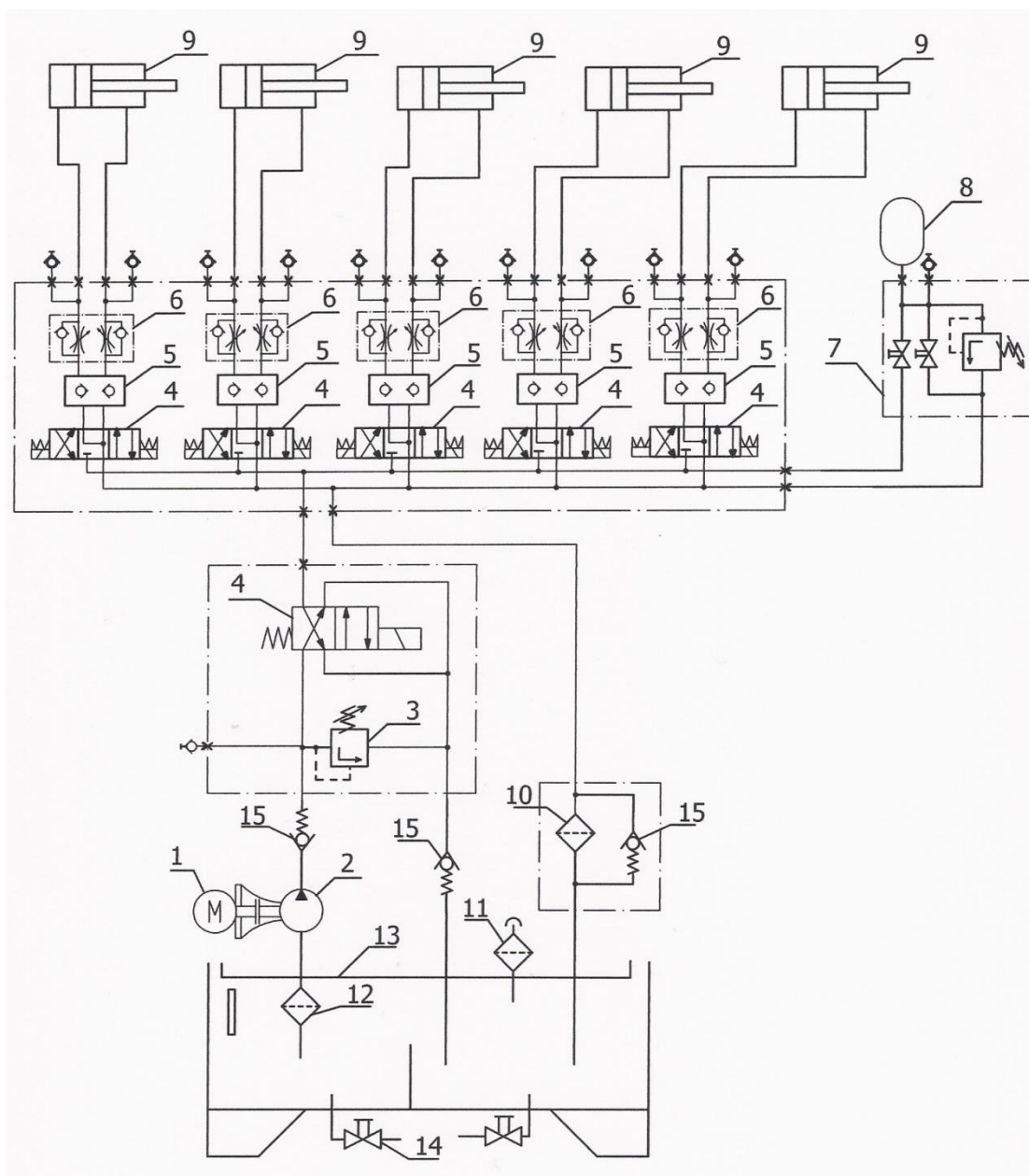
K zajištění požadované rychlosti posuvu válcovací stolice se vloží do hydraulického obvodu škrtící ventil. Tento prvek je určen pro funkci změny průtoku kapaliny k hydromotoru. Změna je dosažena na základě různé hodnoty průtočného průřezu (zmenšení nebo zvětšení). Princip spočívá ve změně hydraulického odporu založeného na principu škrcení.

V průběhu válcování vývalku dochází k působení vnějších sil na hydromotor a může docházet pohybu pístnice a tím změny polohy válcovací stolice. Nežádoucí pohyb pístnice omezím tím, že do hydraulického obvodu vřadím dvojité řízený zpětný ventil (hydraulický zámek).

Jako záložní zdroj energie se zvolí buď plynový hydraulický akumulátor, nebo záložní pohonnou jednotku. Pro splnění zadaných požadavků jsem předběžně sestavil dvě varianty hydraulického obvodu. Tato problematika je popsána v následujících kapitolách.

## 2.1 Hydraulický pohon varianta A

Hydraulický obvod varianta A obr. 2.1.1 je sestaven z pohonné jednotky, řídicího bloku, ovládacího bloku. Jako záložní zdroj energie je zde hydraulický akumulátor s pojistným blokem a dalšími prvky.

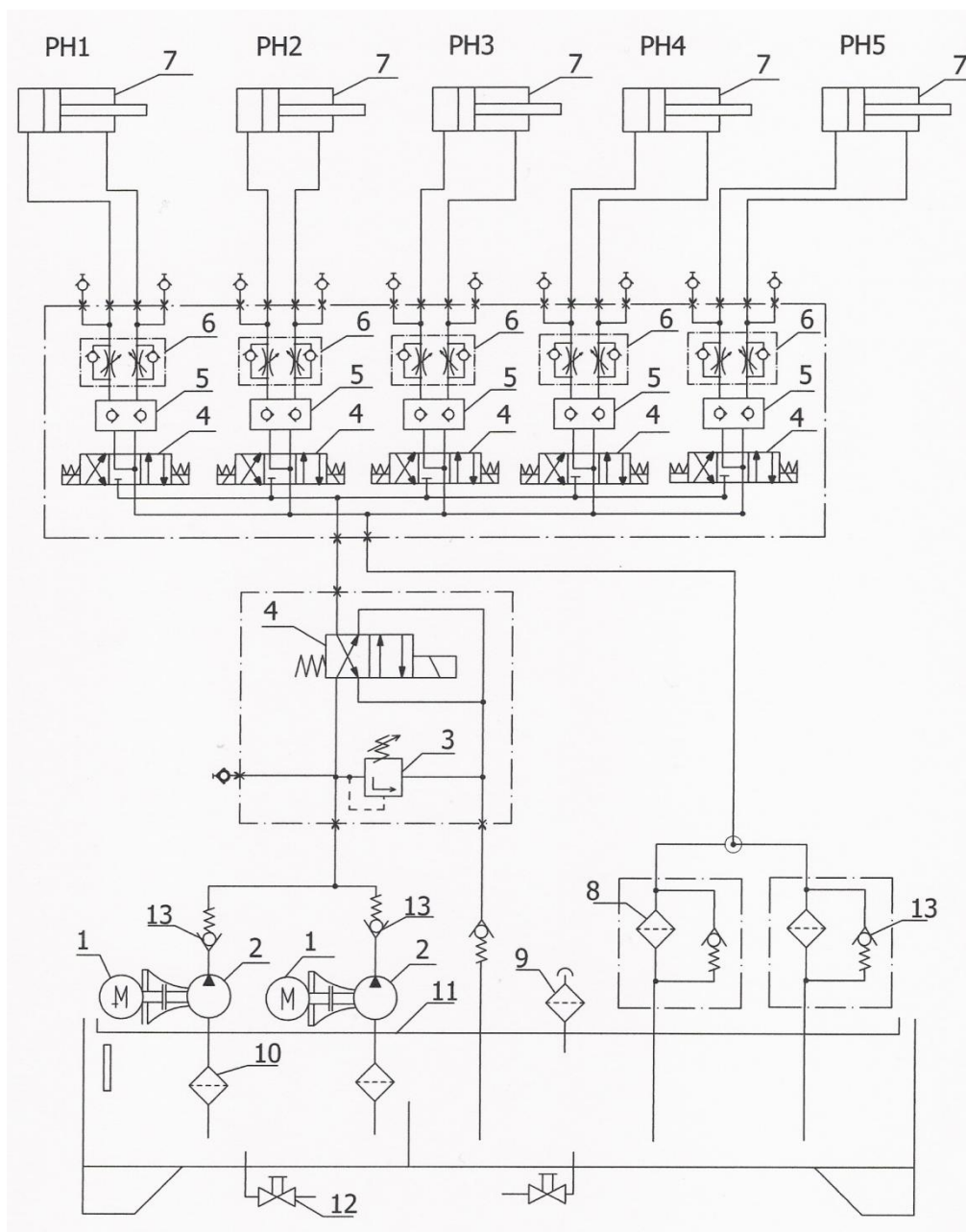


Obr. 2.1.1 hydraulický obvod, varianta A

1 – Elektromotor, 2 – hydrogenerátor, 3 – pojistný ventil, 4 – šoupátkový rozvaděč, 5 - hydraulický zámek, 6 – škrticí a jednosměrný ventil, 7 – pojistný blok akumulátoru, 8 – akumulátor, 9 – přímočarý hydromotor, 10 – zpětný filtr, 11 – vzduchový filtr, 12 – sací filtr, 13 – nádrž, 14 – kulový uzávěr

## 2.2 Hydraulický pohon varianta B

Hydraulický obvod varianta B obr. 2.2.1 je sestaven z pohonné jednotky, řídicího bloku, ovládacího bloku. Jako záložní zdroj energie tlakové kapaliny je zde záložní pohonná jednotka.



Obr. 2.2.1 hydraulický obvod, varianta B

1 – Elektromotor, 2 – hydrogenerátor, 3 – pojistný ventil, 4 – šoupátkový rozvaděč, 5 - hydraulický zámek, 6 – škrťací a jednosměrný ventil, 7 – přímočarý hydromotor, 8 – zpětný filtr, 9 – vzduchový filtr, 10 – sací filtr, 11 – nádrž, 12 – kulový uzávěr, 13 – jednosměrný ventil

### 2.3 Porovnání řešení a výběr pohonu

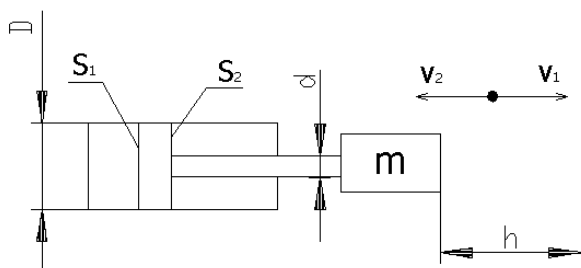
Porovnáme-li obě varianty, jsou si z větší části podobné. Varianta A má jako náhradní zdroj energie plynový hydraulický akumulátor. V případě, že dojde k poruše na hydrogenerátoru nebo elektromotoru, je náhradním zdrojem tlakové energie kapaliny hydraulický akumulátor. Množství naakumulované energie je tedy omezeno a dáno kapacitou akumulátoru. Varianta B má jako náhradní zdroj energie záložní pohonnou jednotku, která je složená z elektromotoru a hydrogenerátoru. Volím variantu B. Varianta B je zvolena proto, protože se jeví jako výhodnější varianta se záložní pohonnou jednotkou. Jestliže dojde k výpadku, tak akumulátor je navržen pouze pro dvojí přestavení. Pakliže bude větší porucha na hydraulickém agregátu, nebude možné dodávat z akumulátoru dál tlakovou energii kapaliny pro posuv válcovacích stolic. Tzn. že z hlediska bezpečnosti a zajištění plynulosti provozu se volí varianta se záložní pohonnou jednotkou jako optimální, odpovídající požadavkům.

### 2.4 Popis funkce zvolené varianty obvodu

Obvod je sestaven z hlavní pohonné jednotky a záložní pohonné jednotky, (výkres schéma obvodu viz [ příloha č. 4]). Pohonná jednotka tvoří elektromotor a hydrogenerátor. Dále je v obvodu řídicí blok, který je sestaven z pojistného ventilu, který zajišťuje, aby nebyl překročen maximální přípustný tlak v obvodu, a šoupátkového rozvaděče. Rozvaděč je čtyřcestný dvoupolohový elektricky ovládaný. Rozvaděč slouží k odlehčení tlaku v hydraulickém obvodu. Pro hrazení průtoku k přímočarému hydromotoru je určen ovládací blok, jenž je sestaven z kombinovaného škrťacího a zpětného ventilu. Tímto prvkem lze nastavit požadovanou rychlost vysunutí a zasunutí pístnice. Dalším prvkem je hydraulický zámek, umožňující aretaci pohybu pístnice přímočarého hydromotoru. Pro ovládání pohybu přímočarého hydromotoru, tedy pro posuv válcovací stolice slouží šoupátkový rozvaděč (čtyřcestný třípolohový ovládaný elektromagnety). Pro filtraci kapaliny je v odpadní větvi vřazen duální filtr s možností přepínání.

### 3. Návrh hydraulického obvodu

Z konstrukčního hlediska zařízení, je původní přímočarý hydromotor začleněn do obvodu i po rekonstrukci. V tomto případě jde o dvojčinný přímočarý hydromotor s jednostrannou pístnicí.



Průměr pístu	$D = 0,22 \text{ m}$
Průměr pístnice	$d = 0,08 \text{ m}$
Zdvih hydromotoru	$h = 0,75 \text{ m}$
Plocha pístu	$S_1 = 0,038 \text{ m}^2$
Plocha mezikruží	$S_2 = 0,033 \text{ m}^2$
Rychlost od pohonu	$v_1 = 0,03 \text{ m.s}^{-1}$
Rychlost k pohonu	$v_2 = 0,03 \text{ m.s}^{-1}$
Hmotnost zařízení	$m = 45\,800 \text{ kg}$

#### 3.1 Výpočet účinné plochy hydromotoru

Plocha pístu

$$S_1 = \frac{\pi \cdot D^2}{4} = \frac{3,14 \cdot 0,22^2}{4} \quad (3.1.1)$$

$$S_1 = 0,038 \text{ m}^2$$

Plocha mezikruží

$$S_2 = \frac{\pi}{4} \cdot (D^2 - d^2) = \frac{3,14}{4} \cdot (0,22^2 - 0,08^2) \quad (3.1.2)$$

$$S_2 = 0,785 \cdot (0,0484 - 0,0064)$$

$$S_2 = 0,033 \text{ m}^2$$



### 3.2 Výpočet objemového průtoku

Objemový průtok pro vysunutí pístnice hydromotoru

$$Q_1 = S_1 \cdot v_1 = 0,038 \cdot 0,03 \quad (3.2.1)$$

$$Q_1 = 0,00114 \, m^3 \cdot s^{-1}$$

$$Q_1 = 68,4 \, dm^3 \cdot min^{-1}$$

Objemový průtok pro zasunutí pístnice hydromotoru

$$Q_2 = S_2 \cdot v_2 = 0,033 \cdot 0,03 \quad (3.2.2)$$

$$Q_2 = 0,00099 \, m^3 \cdot s^{-1}$$

$$Q_2 = 59,4 \, dm^3 \cdot min^{-1}$$

### 3.3 Výpočet zatěžující síly

Síla od tření břemene

$$F_1 = N \cdot f = m \cdot g \cdot f \quad f = 0,3 \quad (3.3.1)$$

$$F_1 = 45\,800 \cdot 9,81 \cdot 0,3$$

$$F_1 = 134\,789 \, N$$

Výpočet zrychlení

$$a = \frac{dv}{dt} = \frac{d^2s}{dt^2} \Rightarrow \frac{v}{t} = \frac{0,03}{25} \quad (3.3.2)$$

$$a = 0,0012 \, m \cdot s^{-2}$$

Dynamická síla

$$F_D = m \cdot a = 45\,800 \cdot 0,0012 \quad (3.3.3)$$

$$F_D = 54 \, N$$

Odpor těsnění

$$R_o = a_1 \cdot (F_1 + F_D) \quad \text{kde } a_1 = 0,1 \div 0,2 \quad (3.3.4)$$

$$R_o = 0,2 \cdot (134\,789 + 54)$$

$$R_o = 26\,968 \, N$$

Celková zatěžující síla

$$F_C = F_1 + F_D + R_o \quad (3.3.5)$$

$$F_C = 134\,789 + 54 + 26\,968$$

$$F_C = 161\,811\,N$$

### 3.4 Výpočet tlakového spádu na hydromotoru

Tlakový spád na přímočarém hydromotoru pro posuv od pohonu

$$\Delta p_1 = \frac{F_C}{S_1 \cdot \eta_{m,p}} = \frac{161\,811}{0,038 \cdot 0,95} \quad (3.4.1)$$

$$\Delta p_1 = 4,48\,MPa \Rightarrow 44,8\,Bar$$

Tlakový spád na přímočarém hydromotoru pro posuv k pohonu

$$\Delta p_2 = \frac{F_C}{S_2 \cdot \eta_{m,p}} = \frac{161\,811}{0,033 \cdot 0,95} \quad (3.4.2)$$

$$\Delta p_2 = 5,06\,MPa \Rightarrow 50,6\,Bar$$

### 3.5 Volba hydrogenerátoru

Na základě objemového průtoku k hydromotoru a tlakového spádu se pro tento hydraulický obvod volí z katalogu firmy Bosch Rexroth hydrogenerátor zubový s vnějším ozubením Typ **1 PFG 3 /050**.

Geometrický objem

$$V_g = 50 \cdot 10^{-6}\,m^3$$

Otáčky

$$n_G = 1450\,min^{-1}$$

Účinnost

$$\eta_Q = 0,90$$

Objemový průtok hydrogenerátoru

$$Q_{HG} = V_g \cdot n_{max} \cdot \eta_Q = 72,5\,dm^3 \cdot min^{-1}$$

Popis hydrogenerátoru:

Hydrogenerátor 1PFG 2 je zubový s vnějším ozubením s konstantním geometrickým objemem. Tyto hydrogenerátory jsou ve velkém počtu aplikovány v oblasti průmyslové hydrauliky. Mají několik předností zejména:

- Relativně vysoký tlak při nízké váze (vysokou výkonovou hustotu)
- Nízká cena
- Vysoký rozsah otáček
- Široký teplotní a viskózní rozsah

### 3.6 Návrh elektromotoru

Výkon hnacího elektromotoru

$$P_E = \frac{Q_{HG} \cdot \Delta p_G}{600 \cdot \eta_E} = \frac{72,5 \cdot 50,6}{600 \cdot 0,8} \quad (3.6.1)$$

$$P_E = 7,7 \text{ kW}$$

Z katalogu firmy Siemens volím:

Asynchronní motor patkový 1 LA7 133 M – 4 – B0, 8,6 kW, 400 V AC

### 3.7 Návrh kapaliny v obvodu

Z hlediska obecné platnosti Pascalova zákona, by mohla pro hydraulické mechanismy sloužit libovolná kapalina. Na samém počátku vzniku těchto mechanismů se používala voda, která by jistě našla uplatnění i v tomto případě, jelikož se jedná o provoz s vysokou okolní teplotou a nebezpečím vznícení kapaliny. Čistá voda však způsobuje nežádoucí korozi, proto není vhodnou kapalinou. Z důvodů dosažení dobrých mazacích podmínek (minimální tření a dobrá životnost) a zabránění korozi je nejčastěji používanou kapalinou minerální olej. Vlastnosti olejů se dále zlepšují používáním přísad. Největším nedostatkem minerálního oleje je jeho hořlavost. Z tohoto důvodu je nutné, aby u hydraulických mechanismů, které pracují v blízkosti otevřeného plamene, roztavených kovů nebo v prostředí s vysokou teplotou byla používána nehořlavá (těžkozápálná) kapalina. Ideální pracovní kapalina, jako tlakové médium

neexistuje. Pečlivý výběr pracovní kapaliny je nutným předpokladem pro správnou funkci mechanismu.

Na tlakové kapaliny je kladeno mnoho požadavků. Ty nejdůležitější jsou:

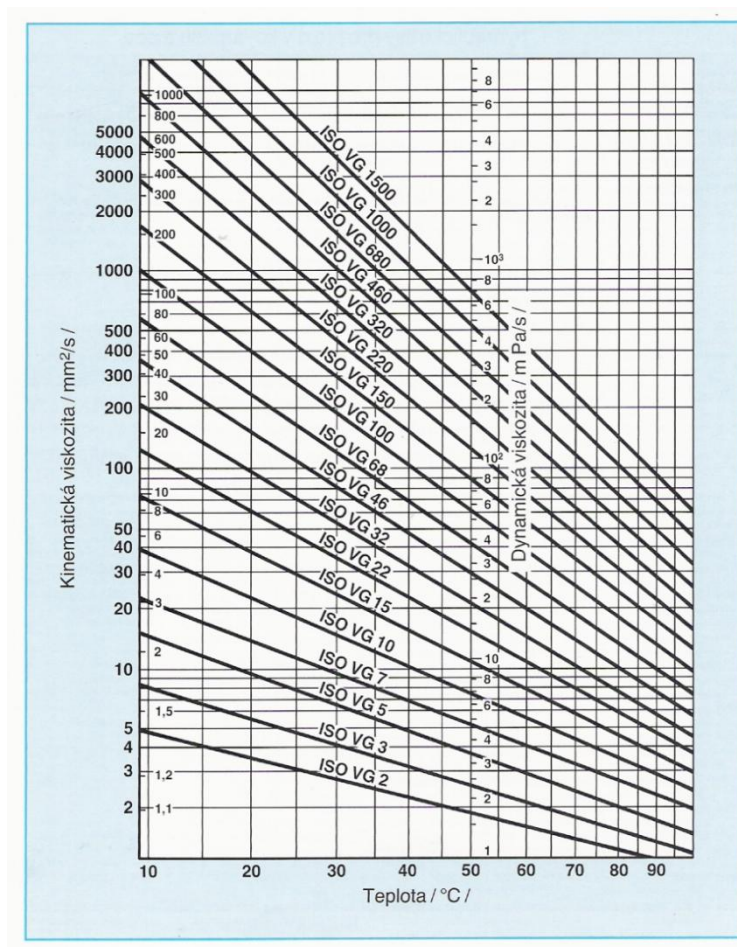
- Dobré mazací vlastnosti
- Vhodná charakteristika (viskozita – teplota) vysoký viskózní index
- Vysoká tepelná zatížitelnost
- Odolnost proti oxidaci
- Nízká stlačitelnost
- Dobré vedení tepla
- Odolnost vůči vznícení a zapálení
- Nízká cena
- Dosažitelnost na trhu
- Bezproblémová likvidace

Pracovní hydraulická kapalina musí mít především vlastnost, že je schopna vytvořit mazací film. Tento film nesmí být narušitelný vysokými tlaky, prouděním, poklesem viskosity nebo rychlými pohyby třecích ploch. Viskozita je důležitá hodnota pro volbu hydraulické kapaliny. Viskozita určuje, zda při pracovní teplotě bude kapalina řídká nebo hustá a tím tření jednotlivých vrstev kapaliny.

Viskozita je v *SI* – soustavě jednotek udávána v [ $\text{mm}^2/\text{s}$ ]. Je především závislá na teplotě. Viskozitu v závislosti na teplotě obr. 3.7.1 udává diagram, kde viskozita má logaritmickou stupnici, teplota má stupnici lineární. U velké většiny hydraulických mechanismů je jako tlaková kapalina používán minerální olej (hydraulický olej). Volba vhodného hydraulického oleje je podmínkou pro správnou funkci zařízení. Vždy je nutné vycházet z provozních podmínek. Hydraulický pohon bude provozován v hale, kde provozní teplota hydraulického pohonu bude  $20 \div 60 \text{ } ^\circ\text{C}$ . Z provozních podmínek hydraulického mechanismu volím minerální olej HLP VG 46.

HLP – (značení podle DIN 51 524, podle ISO/DIS 6743/4 značení HM)

Minerální olej obsahující přísady proti oxidaci, korozi a proti otěrové přísady, ale s běžnými nároky na mazání a viskozitu je určen pro mechanismy se zvýšenými požadavky na termooxidační stálost (obvody se škrtícími ventily, s vyššími oběhovými čísly, celodenním provozem, obvody se zubovými generátory).



Obr. 3.7.1 Diagram závislost viskozity na teplotě

Rozsah mezní viskozity

Pro mezní provozní podmínky platí následující hodnoty:

$$\nu_{km} = 10 \text{ mm} \cdot \text{s}^{-1}$$

$$t_{km} = 84^{\circ}\text{C}$$

$$\nu_{sv} = 1000 \text{ mm} \cdot \text{s}^{-1}$$

$$t_{sv} = -5^{\circ}\text{C}$$

$$\nu_p = 36 \div 16 \text{ mm} \cdot \text{s}^{-1}$$

$$t_p = 20 \div 60^{\circ}\text{C}$$

kde

$\nu_{km}$  - je krátkodobě minimální viskozita

$\nu_{sv}$  - startovací viskozita

$\nu_p$  - provozní viskozita

$t_{km}$  - teplota při krátkodobě minimální viskozitě

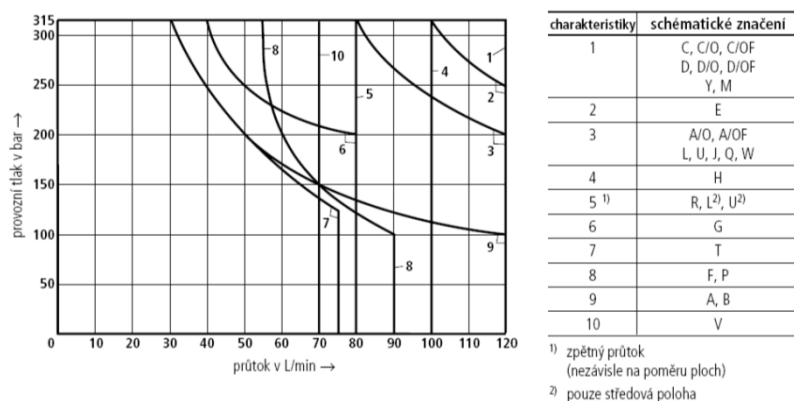
$t_{sv}$  - teplota při startovací viskozitě

$t_p$  - provozní teplota

$t_{km}$  - teplota při krátkodobě minimální viskozitě

### 3.8 Návrh rozvaděče pro ovládání přímočarého hydromotoru

Na základě charakteristiky obr. 3.8.1 objemového průtoku hydrogenerátoru a tlakového spádu, pro hrazení průtoku kapaliny k hydromotoru volím hydraulický rozváděč 4/3 jmenovité velikosti NG 10. Středová poloha rozvaděče větve A a B je odlehčena do nádrže, z důvodu instalace hydraulického zámku.



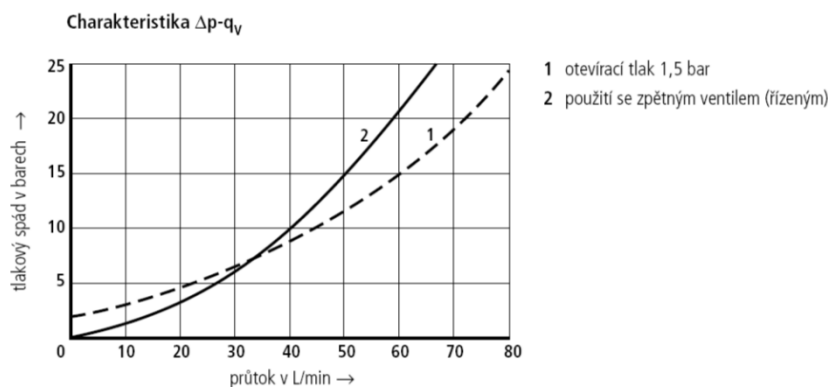
Obr. 3.8.1 charakteristika  $\Delta p - Q_v$

Z katalogu firmy Bosch Rexroth volím rozvaděč: 4WE10 J3X/CG24N9K4

### 3.9 Návrh hydraulického zpětného ventilu

Z důvodu zajištění stabilizace polohy hydromotoru je v obvodu vřazen hydraulický zpětný ventil - hydraulicky ovládaný (řízený hydraulický zámek). Uzavírací ventil typu Z2SRK 10 je hydraulicky ovládaný zpětný ventil v mezideskovém provedení. Slouží k bezprůsakovému hrazení v obou větvích ke spotřebiči, také při delších odstávkách provozu. Na obr. 3.9.1 je znázorněna charakteristika  $\Delta p - Q_v$ .

Charakteristiky (měřeno s HLP46,  $t_{01} = 40^\circ\text{C} \pm 5^\circ\text{C}$ )



Obr. 3.9.1 charakteristika  $\Delta p - Q_v$

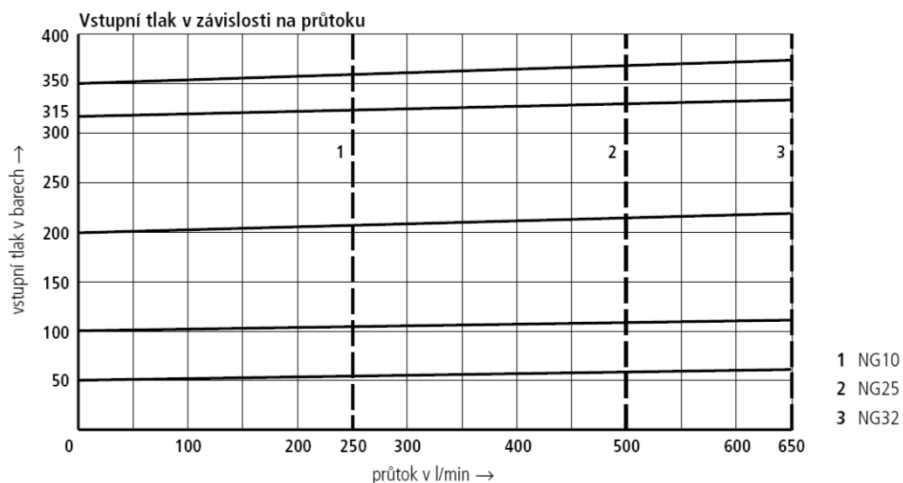
### 3.10 Návrh škrťacího ventilu

Škrťací ventil slouží k omezování průtoku kapaliny v hydraulickém obvodu se dvěma pracovními větvemi spotřebiče. Dva symetricky k sobě uspořádané škrťací zpětné ventily omezují průtok kapaliny v jednom směru a v opačném směru umožňují volný průtok. Škrcení kapaliny je provedeno na straně přívodu ke spotřebiči. Na základě maximálního objemového průtoku se volí dvojitý škrťací zpětný ventil jmenovité velikosti NG 10.

Z katalogu firmy Bosch Rexroth volím škrťací zpětný ventil: Z2FSK 10-2-1X/2QV

### 3.11 Návrh pojistného ventilu

Úkolem pojistného ventilu je omezit tlak v hydraulickém obvodu na určitou zvolenou hodnotu. V tomto případě volím dvoustupňový pojistný ventil s tlakovým odlehčením. Dle objemového průtoku hydrogenerátoru a vstupního tlaku z obr. 3.11.1 charakteristiky  $\Delta p-Q_v$  volím jmenovitou velikost pojistného ventilu NG 10.



Obr. 3.11.1 charakteristika  $\Delta p-Q_v$  pojistného ventilu

Z katalogu firmy Bosch Rexroth volím dvoustupňový pojistný ventil s tlakovým odlehčením: DBW 10 B 2 52/100 – 6EG24N9

### 3.12 Návrh nádrže

Nádrž je jedním ze základních prvků stacionárních hydraulických agregátů a musí vyhovovat zejména těmto požadavkům:

- Pojmout veškerý obsah kapaliny, potřebné k činnosti obvodu
- Umožnit svou konstrukcí doplňování a vypouštění kapaliny, čištění nádrže a kontrolu stavu hladiny
- Svou konstrukcí a tvarem být vhodným základem pro montáž dalších prvků
- V ustáleném provozním režimu udržovat teplotu kapaliny na předepsané výši

Stanovení objemu nádrže

$$V_n = n \cdot Q_{HGmax} = 3 \cdot 0,072 = 0,216 \text{ m}^3 \quad (3.12.1)$$

Kde  $n$  je oběhové číslo, volí se v rozsahu  $n = 2 \div 4$  volím 3 dle literatury [6]

Z katalogu firmy Bosch Rexroth volím objem nádrže  $250 \text{ dm}^3$

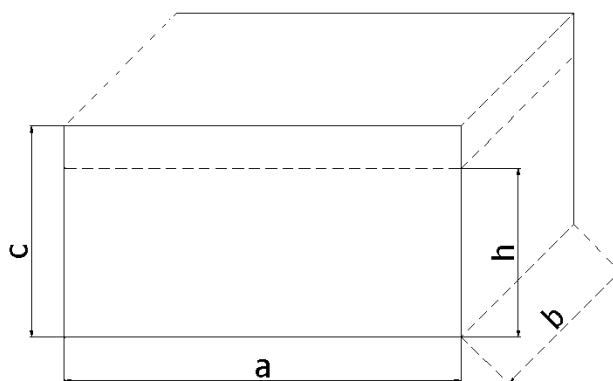
označení AB40-41 / 0250 B 1 St / M

Hlavní parametry nádrže:

- délka $a$	$a = 1,008 \text{ m}$
- šířka $b$	$b = 0,590 \text{ m}$
- výška $c$	$c = 0,429 \text{ m}$
- výška hladiny v nádrži $h$	$h = 0,364 \text{ m}$

$$h = 0,85 \cdot c \quad (3.12.2)$$

$$h = 0,85 \cdot 0,429 = 0,364 \text{ m}$$



Obr 3.12.1 Popis hlavních rozměrů nádrže



### 3.13 Návrh filtru

Rozborem příčin poruch hydraulických mechanismů se dospělo k poznání, že velká část poruch je způsobena nečistotami v hydraulické kapalině. Příčinou výskytu nečistot v kapalině je nedostatečná filtrace. Účinná filtrace zabraňuje vzniku poruch u hydraulických systémů a současně zvyšuje i životnost jednotlivých prvků.

Snížení nákladů nutných na opravu nebo výměnu prvků je možné pouze preventivní údržbou. Prostřednictvím pravidelných kontrol provozní kapaliny (odebrání vzorku k rozboru) můžeme určit stav pracovního média. Při zhoršení či překročení přípustných hodnot lze učinit příslušná opatření. Tím se dosáhne snížení opotřebení prvků.

Při návrhu a dimenzování hydraulických systémů je nutné zvolit správný druh filtru. Proti technickým požadavkům na filtr stojí otázky pořizovací ceny. Použitý filtr má za úkol zajistit jak funkci jednotlivých prvků, tak jejich vzájemnou „spolupráci“. Vhodně navržený a aplikovaný filtr současně zajistí nenáročnou a levnou údržbu. Rovněž minimalizuje výpadky a navazující nutné opravy. Vhodný filtr zlepší celkovou hospodárnost i spolehlivost.

Vhodně navržený filtr musí splnit následující požadavky:

- Vyloučit znečištění média pevnými látkami
- Zabránit vzniku poruchy v důsledku opotřebení řídicích hran
- Dostatečné dlouhé intervaly mezi výměnou vložek filtru
- Dostatečné dlouhé intervaly mezi poruchami
- Prodloužit životnost kapaliny
- Udržovat provozní pohotovost hydraulického systému
- Spolehlivost filtru i při kolísání tlaku a průtoku

#### Odpadní filtr

Jeho úkolem je zajistit, aby kapalina vracející se odpadní větví do nádrže, byla filtrována. Filtry musí umožnit průtok celkového množství – od všech spotřebičů. Zde je nutné brát v úvahu velké průtoky při použití dvojčinných přímočarých hydromotorů. Proto musí být většinou filtry dimenzovány na větší průtok, než je průtok hydrogenerátoru.

V uvedeném případě je hydraulický agregát aplikován v kontinuálním provozu. Proto je zvolený dvojitý filtr přepínatelný s optickým ukazatelem znečištění a s obtokem. Požadovaný stupeň filtrace hydraulického obvodu je určen prvkem, který vyžaduje nejjemnější filtraci. Prvek vyžadující nejvyšší stupeň filtrace rozhodne o stupni filtrace celého systému. S ohledem na zvolené prvky hydraulického obvodu volím doporučenou absolutní filtraci 10  $\mu\text{m}$ .

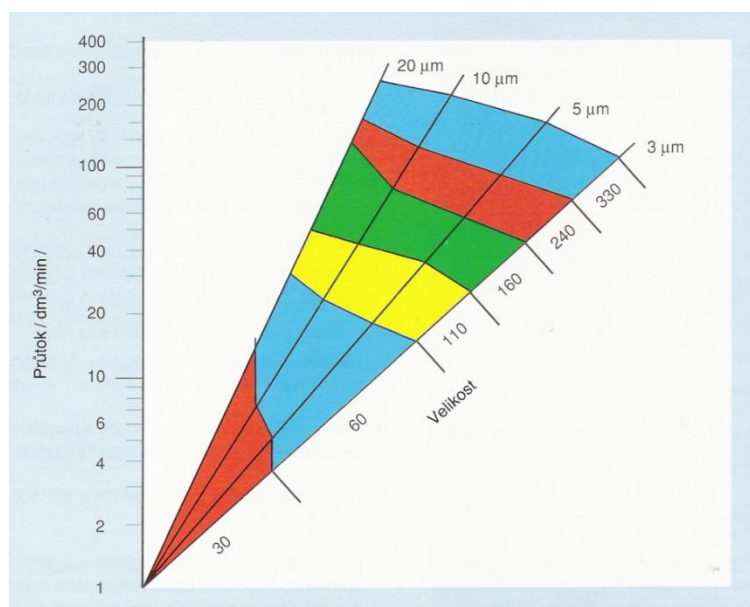
Určení nutné velikosti filtru – pomocí diagramu průtoku filtrem. Průtok pro návrh filtru se stanoví dle výrazu:

$$Q_A = Q_{HG} \cdot f_1 \cdot f_2 \quad (3.13.1)$$

$$Q_A = 72,5 \cdot 1,4 \cdot 1,7 = 172,5 \text{ dm}^3 \cdot \text{min}^{-1}$$

$f_1$  zvoleno dle diagramu 49 viz literatura [3]

$f_2$  zvoleno dle tabulky 32 viz literatura [3]



Obr. 3.13.1 Diagram velikosti filtru pro odpadní větev

Dle vypočtené hodnoty průtoku a diagramu volím velikost filtru 330 a propustnost menší než 10  $\mu\text{m}$ .

Z katalogu firmy HYDAC volím duální filtr jmenovité velikosti 330.

## Prokázání filtračního výkonu podle DIN ISO 4572

Pomocí této zkoušky se stanoví absorpční chování a kapacita jímavosti nečistot filtrační vložky. Tato mezinárodní normalizovaná zkouška umožňuje přímé srovnání filtračních vložek různých výrobců se shodnými údaji jemnosti filtrace. Každá zkouška musí proběhnout za stejných podmínek. Případně je možné i určité modifikace. Z toho důvodu je třeba do protokolu vždy uvést podmínky.

### Provedení testu

Filtrační vložka, která je zkoušena, je protékána konstantním proudem kapaliny do které se vstřikovacím systémem přivede jisté množství nečistot podle definovaného znečištění. Odebírají se vzorky kapaliny před a za filtrem a počet nečistot určuje elektronický čítač. Současně se měří tlak před a za filtrační vložkou. Měřítkem jemnosti filtrace je srovnávací hodnota  $\beta_x$ . Velikost částice se označuje  $x$ . Nečistoty, které nejsou filtrační vložkou zachyceny zůstávají v hydraulickém systému, tak jsou simulovány provozní podmínky. Srovnávací hodnota  $\beta_x$  se vztahuje vždy na částice o velikosti  $x$  a větší. Při změně rozdílu tlaku (před a za vložkou) se mění hodnota  $\beta_x$ .

### Určení srovnávací hodnoty $\beta_x$

Počet částic velikosti  $x$  je před filtrační vložkou větší, než za vložkou. Vezmeme-li poměr počtu částic za filtrem a před filtrem při stejné diferenci tlaku a v témže okamžiku, získáme tak hodnotu  $\beta_x$  pro velikost částic  $x$ . Hodnotu  $\beta_x$  určíme z následujícího vztahu

$$\beta_x = \frac{n_{\text{před filtrem}} \geq x \mu m}{n_{\text{za filtrem}} \geq x \mu m} \quad (3.13.2)$$

Kde  $n$  je počet částic

$x$  je velikost částic v  $\mu m$

## Definice jemnosti filtrační vložky

Starší údaje o jemnosti filtrace nevycházely ze stejných hodnocení tj. podle shodného testu. Různí výrobci měly svoje vlastní hodnocení. Pomocí srovnávací hodnoty  $\beta_x$  je možno objektivně srovnávat různé filtrační vložky.

## Nominální hodnota filtrace

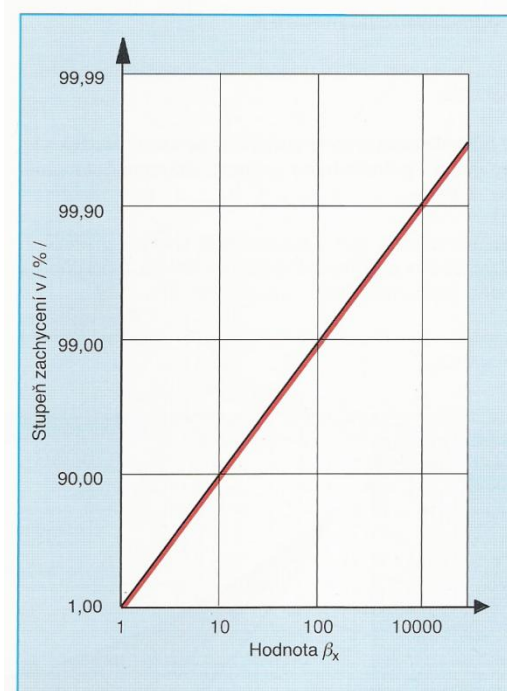
Nejsou stanoveny bližší údaje pro jednotlivé oblasti, aby bylo možné volit optimální filtr. Podle nominální hodnoty vždy část nečistot v obvodu zůstává.

Definice:  $\beta_x \geq 20$

To odpovídá odloučení 95 % nečistot velikosti  $x$  a větších.

## Absolutní hodnota filtrace

Je-li  $\beta_x = 100$ , případně větší (přičemž  $\beta_x = 100$  znamená 99 % odloučení částic nečistot), hovoříme o absolutní filtraci. Závislost hodnoty  $\beta_x$  na stupni zachycení v % je znázorněno na obr. 3.13.2



Obr. 3.13.2 Závislost hodnoty  $\beta_x$  na stupni zachycení v %

## 4. Tepelný výpočet hydraulického obvodu

Pro energeticko tepelnou bilanci pohonu potřebujeme znát hodnotu celkového ztrátového výkonu  $\sum \Delta P_{zt}$ . V tomto případě se jedná o pohon s pracovním cyklem s časovými intervaly práce a přestávek. Pro správné dimenzování pohonu s přihlédnutím k jeho provoznímu režimu je nezbytné znát množství tepla, na které se přeměnění vzniklá energie. Toto množství tepla bude úměrné ztrátovému výkonu.

$$Q_t = \sum \Delta P_{zt} \cdot \tau = \Phi \cdot \tau \quad (4.1)$$

Základní rovnicí tepelného výpočtu je rovnice tepelné rovnováhy

$$\Phi \cdot d\tau = \sum_{i=1}^n m_i \cdot c_i \cdot dt + \sum_{i=1}^n k_i \cdot S_i \cdot \Delta t \cdot d\tau \quad (4.2)$$

Kde  $\Phi$  - tepelný tok ( $J \cdot s^{-1}$ )

$\tau$  - čas (s)

$\sum m_i \cdot c_i$  - suma hmotností všech částí systému v (kg) a měrných tepelných kapacit jejich materiálů ( $J \cdot kg^{-1} \cdot K^{-1}$ )

$t$  - teplota (K)

$\sum k_i \cdot S_i$  - suma všech teplosměnných ploch ( $m^2$ ) a dílčích součinitelů prostupu tepla ( $Wm^{-2} \cdot K^{-1}$ )

Rovnici (4.2) pro zjednodušení upravím pro další řešení na tvar

$$\frac{\Phi}{m_1 \cdot c_1 + m_2 \cdot c_2} = \frac{dt}{d\tau} + \frac{k \cdot S}{m_1 \cdot c_1 + m_2 \cdot c_2} \cdot \Delta t \quad (4.3)$$

Časovou konstantu vypočítám dle vztahu

$$T = \frac{m_1 \cdot c_1 + m_2 \cdot c_2}{k \cdot S} \quad (4.4)$$

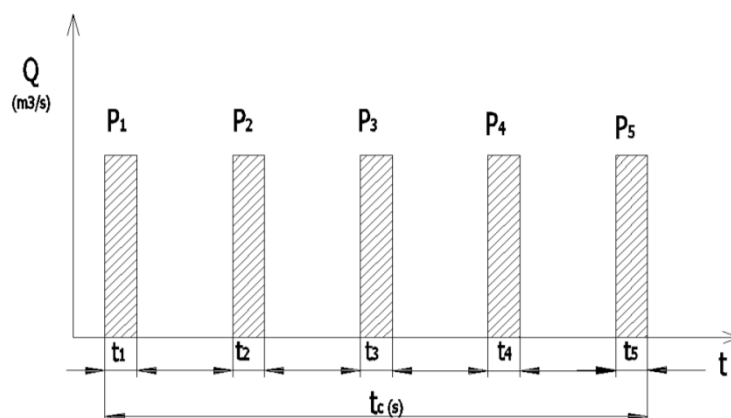
Pro výpočet okamžité teploty se použije vztah

$$t = t_0 + \frac{\Phi}{k \cdot S} \cdot \left(1 - e^{-\frac{\tau}{T}}\right) \quad (4.5)$$

Navržený hydraulický obvod je aplikován v kontinuálním provozu, přičemž jeho pracovní cyklus pracuje s různými časovými intervaly práce a přestávek. Pro tepelný výpočet hydraulického obvodu se stanovil časový průběh obr. 4.1.1, kdy je hydraulický obvod nejvíce zatížen. Do pracovního cyklu je začleněno všech pět přímočarých hydromotorů pro posuv válcovacích stolic, které pracují jednotlivě za sebou při maximálním zdvihu. S ohledem na délku potrubí se ztráty v něm zanedbávají.

#### 4.1 Výpočet výkonu v jednotlivých intervalech

Pro výpočet ekvivalentní hodnoty výkonu v jednotlivých intervalech se vychází z diagramu časového průběhu.



Obr. 4.1.1 Diagram časového průběhu výkonu pro výpočet ekvivalentní hodnoty

$$P_i = Q \cdot \Delta p \cdot \frac{1}{\eta} \quad (4.1.1)$$

$$P_1 = 0,0725 \cdot 5 \cdot 10^6 \cdot \frac{1}{0,95} = 6315 \text{ W} = 6,3 \text{ kW}$$

$$P_2 = 0,0725 \cdot 5 \cdot 10^6 \cdot \frac{1}{0,95} = 6315 \text{ W} = 6,3 \text{ kW}$$

$$P_3 = 0,0725 \cdot 5 \cdot 10^6 \cdot \frac{1}{0,95} = 6315 \text{ W} = 6,3 \text{ kW}$$

$$P_4 = 0,0725 \cdot 5 \cdot 10^6 \cdot \frac{1}{0,95} = 6315 \text{ W} = 6,3 \text{ kW}$$

$$P_5 = 0,0725 \cdot 5 \cdot 10^6 \cdot \frac{1}{0,95} = 6315 \text{ W} = 6,3 \text{ kW}$$

## 4.2 Výpočet ztrátového výkonu

Ztrátový výkon stanovím z ekvivalentní hodnoty výkonu

$$P_{EKV} = \sqrt{\frac{P_1^2 \cdot t_1 + P_2^2 \cdot t_2 + P_3^2 \cdot t_3 + P_4^2 \cdot t_4 + P_5^2 \cdot t_5}{\sum t_c}} \quad (4.2.1)$$

$$P_{EKV} = \sqrt{\frac{6,3^2 \cdot 50 + 6,3^2 \cdot 50 + 6,3^2 \cdot 50 + 6,3^2 \cdot 50 + 6,3^2 \cdot 50}{970}}$$

$$P_{EKV} = 3,1 \text{ kW}$$

$$\Phi = P_{EKV}$$

## 4.3 Výpočet tepelné konstanty

Tepelnou konstantu vypočítám dle vztahu (4.4)

$$T = \frac{m_{ol} \cdot c_{ol} + m_{oc} \cdot c_{oc}}{k_n \cdot S_n}$$

Měrnou tepelnou kapacitu oleje volím  $c_{ol} = 1,8 \cdot 10^3 \text{ J.kg}^{-1} \cdot \text{K}^{-1}$  dle literatury [7]

Měrnou tepelnou kapacitu oceli volím  $c_{oc} = 0,469 \cdot 10^3 \text{ J.kg}^{-1} \cdot \text{K}^{-1}$  dle literatury [7]

Hustotu oleje volím  $\rho_{OL} = 890 \text{ kg.m}^{-3}$  dle literatury [7]

Množství oleje v nádrži

$$V = a \cdot b \cdot h \quad (4.3.1)$$

$$V = 1,008 \cdot 0,590 \cdot 0,364 = 0,216 \text{ m}^3$$

Hmotnost oleje

$$m_{OL} = \rho_{OL} \cdot V_N \quad (4.3.2)$$

$$m_{OL} = 890 \cdot 0,216 = 192,2 \text{ kg}$$

Hmotnost ocelových částí systému

$$m_{oc} = m_N + m_{HG} = 68,6 + 15 = 83,6 \text{ kg}$$

Součinitel prostupu tepla  $K$  při chlazení nuceným prouděním vzduchu rychlostí do  $1,25 \text{ m} \cdot \text{s}^{-1}$  je hodnota  $14 \div 20 \text{ W} \cdot \text{m}^{-2} \cdot \text{K}^{-1}$ . Pro tento případ volím  $K = 16 \text{ W} \cdot \text{m}^{-2} \cdot \text{K}^{-1}$  dle literatury [7].

Určení teplosměnné plochy nádrže

$$S_N = a \cdot b + 2 \cdot a \cdot h + 2 \cdot b \cdot h \quad (4.3.3)$$

$$S_N = 1,008 \cdot 0,590 + 2 \cdot 1,008 \cdot 0,364 + 2 \cdot 0,590 \cdot 0,364$$

$$S_N = 1,75 \text{ m}^2$$

$$T = \frac{m_{ol} \cdot c_{ol} + m_{oc} \cdot c_{oc}}{k_N \cdot S_N} = \frac{192,2 \cdot 1,8 \cdot 10^3 + 83,6 \cdot 0,469 \cdot 10^3}{16 \cdot 1,75}$$

$$T = 229,2 \text{ min}$$

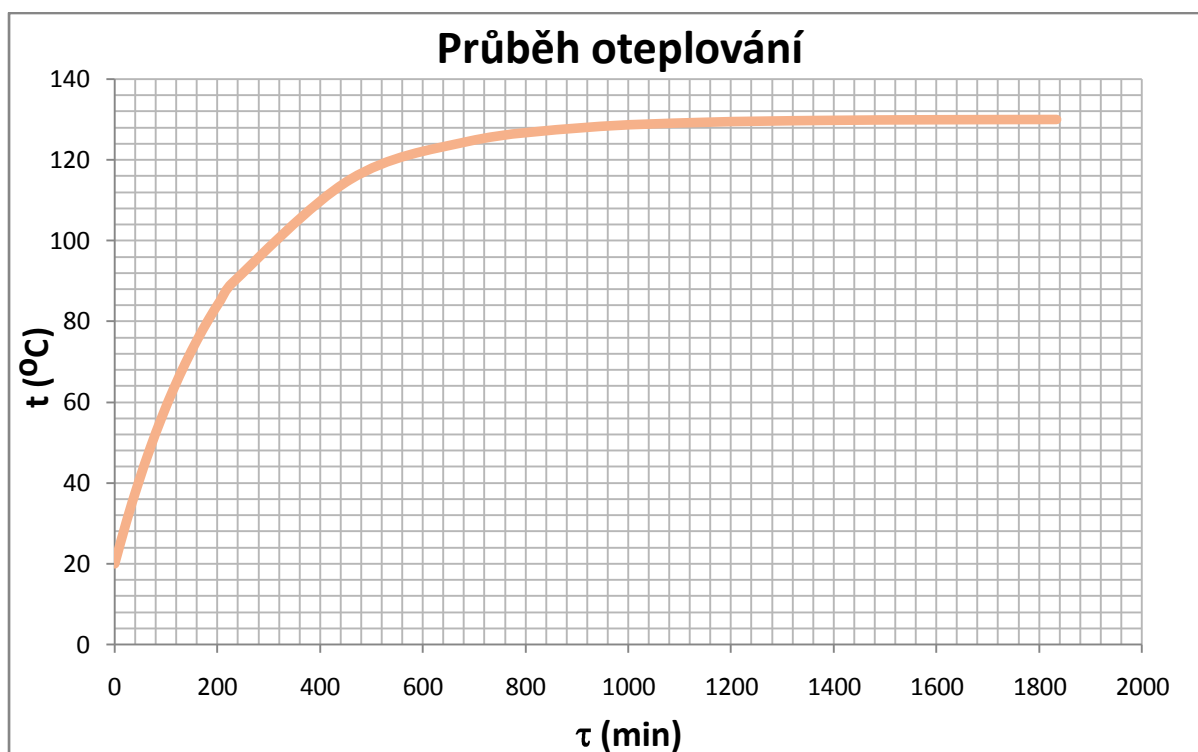
$$T = 3,82 \text{ hod}$$

#### 4.4 Výpočet průběhu oteplování

$$t(\tau) = t_o + \frac{\Phi}{k_N \cdot S_N} \cdot \left[ 1 - e^{\frac{-\tau}{T}} \right] \quad (4.4.1)$$

Ve výpočtovém programu Excel je proveden výpočet dle vztahu 4.4.1 a celý průběh oteplování jsem zobrazil v grafu obr. 4.4.1.





Obr. 4.4.1 Graf průběhu oteplování

#### 4.5 Výpočet maximální teploty oleje

$$t_{max} = t_o + \frac{\Phi}{k_N \cdot S_N} \quad (4.5.1)$$

$$t_{max} = 20 + \frac{3100}{28} = 20 + 110,7 = 130,7 \text{ } ^\circ\text{C}$$

Pro výpočet doby, kdy teplota kapaliny dosáhne provozní teploty 40 °C se použije vztah 4.5.2 dle literatury [7].

$$\tau_{pr} = T \cdot \lg \cdot \frac{t_{kon} - t_o}{t_{kon} - t} \quad (4.5.2)$$

$$\tau_{pr} = T \cdot \lg \cdot \frac{60 - 20}{60 - 40}$$

$$\tau_{pr} = 68 \text{ min}$$

Pracovní cyklus hydraulického pohonu trvá 16 minut. Za tuto dobu se kapalina ohřeje na 26°C. Pro výpočet doby, kdy dosáhne teplota kapaliny 26 °C se použije vztah 4.5.2

$$\tau_{pr} = T \cdot lg \cdot \frac{t_{kon} - t_o}{t_{kon} - t} \quad (4.5.3)$$

$$\tau_{pr} = 229,2 \cdot lg \cdot \frac{60 - 20}{60 - 26}$$

$$\tau_{pr} = 16,1 \text{ min}$$

Pro výpočet doby pro ochlazení kdy teplota kapaliny, která je ohřátá na 26° C, dosáhne teploty okolního prostředí použiji vztah 4.5.4 dle literatury [7]

$$\tau_{pr} = T \cdot lg \cdot \frac{t_{poc} - t_o}{t - t_o} \quad (4.5.4)$$

$$\tau_{pr} = 229,2 \cdot lg \cdot \frac{60 - 20}{26 - 20}$$

$$\tau_{pr} = 188 \text{ min}$$

Kde teplota  $t_{kon}$  pro oteplování a  $t_{poc}$  pro ochlazování je zpravidla omezena maximální provozní teplotou systému což je 60° C.  $t_o$  je teplota okolí je 20° C.

Provozní doba, kdy je hydraulický pohon posuvu válcovacích stolic maximálně zatížen trvá 16 minut. Při tomto zatížení stoupne teplota z počáteční hodnoty 20 °C na konečnou teplotu 26 °C. Po ukončení této doby je hydraulický agregát mimo provoz. Z výpočtu pro ochlazení kapaliny vyplývá, že doba pro ochlazení na okolní teplotu je 188 minut. Pravděpodobná perioda pracovního cyklu je 8 hodin.

Při výše uvedeném pracovním cyklu je zřejmé, že přídatný chladič není pro tento případ nutný. Chlazení by připadalo pouze v úvahu, pokud by okolní teplota stoupla na 35 °C. Pro daný systém by byl navržen vzduchový chladič (pakliže by byla teplota okolí příliš vysoká volil by se chladič vodní.

## 5. Návrh potrubí

Potrubí bude uloženo těsně pod úrovní válcovací tratě, na přístupném místě pod krycími plechy. Vzhledem k agresivnímu prostředí provozu tzn. přímý styk s vodou je potrubí navrženo z materiálu jakosti DIN 1.4541 (nerez). Vzhledem k délce potrubí tj. délka do 10 metrů jsem pro výpočet tlakové ztráty zanedbal.

### 5.1 Návrh sacího potrubí

Dle tab. 41 viz literatura [3] pro kinematickou viskozitu  $50 \text{ mm.s}^{-1}$  je doporučená hodnota rychlosti proudění v sacím potrubí  $1,2 \text{ m.s}^{-1}$ . Pro výpočet světlosti potrubí se použije vztah 5.1.1

$$d_i = \sqrt{\frac{4 \cdot Q_{HGmax}}{v \cdot \pi}} \quad (5.1.1)$$

po úpravě

$$d_i = 4,607 \cdot \sqrt{\frac{Q_{HGmax}}{v}} = 4,607 \cdot \sqrt{\frac{72,5}{1,2}} = 4,607 \cdot 7,7 = 35,8 \text{ mm}$$

Dle tab. 55 viz literatura [3] volím vnější průměr sacího potrubí 40 mm, tloušťka stěny 2 mm.

### 5.2 Návrh tlakového potrubí

Dle tab. 41 viz literatura [3] pro tlakové potrubí je doporučená hodnota rychlosti proudění  $5 \div 6 \text{ m.s}^{-1}$  pro tlak 50 bar. Pro výpočet světlosti potrubí se použije vztah 5.1.1

$$d_i = 4,607 \cdot \sqrt{\frac{Q_{HGmax}}{v}} = 4,607 \cdot \sqrt{\frac{72,5}{5}} = 4,607 \cdot 3,8 = 17,5 \text{ mm}$$

Dle tab. 55 viz literatura [3] volím vnější průměr tlakového potrubí 25 mm, tloušťka stěny 2,5 mm.

### 5.3 Návrh zpětného vedení potrubí

Dle tab. 41 viz literatura [3] pro zpětné vedení potrubí je doporučená hodnota rychlosti proudění  $2,5 \div 3,5 \text{ m} \cdot \text{s}^{-1}$ . Pro výpočet světlosti potrubí použiji vztah 5.1.1

$$d_i = 4,607 \cdot \sqrt{\frac{Q_{HGmax}}{v}} = 4,607 \cdot \sqrt{\frac{72,5}{2,5}} = 4,607 \cdot 5,38 = 30,08 \text{ mm}$$

Dle tab. 55 viz literatura [3] volím vnější průměr zpětného vedení potrubí 35 mm, tloušťka stěny 2,5 mm.

### 5.4 Návrh potrubí k hydromotoru

Dle tab. 41 viz literatura [3] pro tlakové vedení potrubí je doporučená hodnota rychlosti proudění  $4,5 \text{ m} \cdot \text{s}^{-1}$ . Pro výpočet světlosti potrubí se použije vztah 5.1.1

$$d_i = 4,607 \cdot \sqrt{\frac{Q_{HGmax}}{v}} = 4,607 \cdot \sqrt{\frac{72,5}{4,5}} = 4,607 \cdot 4,01 = 18,4 \text{ mm}$$

Dle tab. 55 viz literatura [3] se volí vnější průměr tlakového potrubí 20 mm, tloušťka stěny 2,5 mm.

## 6. Pevnostní výpočet

### 6.1 Kontrola pístnice na vzpěrnou pevnost

Velikost zatěžující síly  $F$  je dána součtem statické síly a dynamické síly:

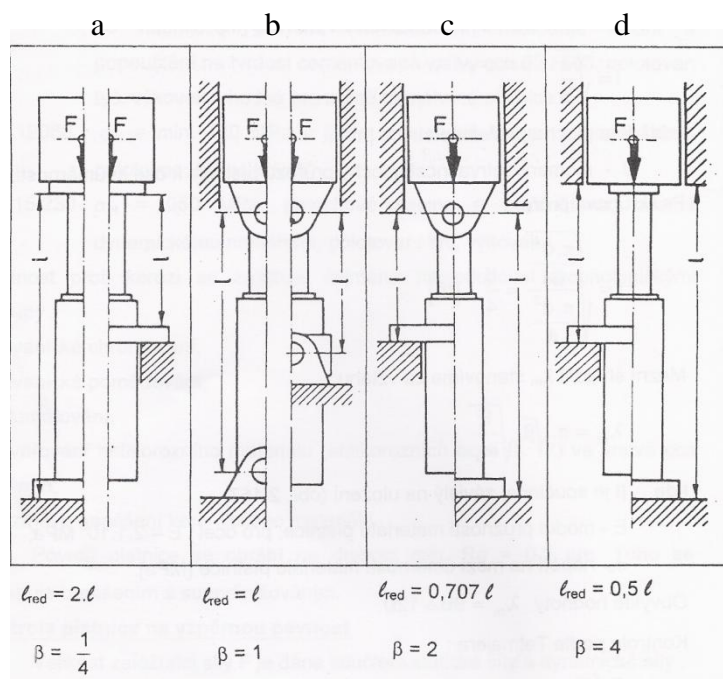
$$F = F_s + F_d \quad (6.1.1)$$

Pokud:  $\lambda \leq 40$  provádí se kontrola na prostý tah nebo tlak  
 $40 < \lambda \leq \lambda_m$  provádí se kontrola na vzpěrnou pevnost podle Tetmajera  
 $\lambda > \lambda_m$  provádí se kontrola na vzpěrnou pevnost podle Eulera

Kde  $\lambda$  je štíhlost pístnice. Štíhlost pístnice je definována vztahem

$$\lambda = \frac{l_{red}}{i} \quad (6.1.2)$$

Redukovaná délka pístnice závisí na způsobu uchycení hydromotoru obr. 6.1.1. V tomto případě je uchycení přímočarého hydromotoru dle obrázku, varianta  $d$ .



Obr. 6.1.1 způsoby uchycení přímočarého hydromotoru

Kde  $l_{red}$  je redukovaná délka pístnice [m]

$\beta$  je součinitel závislý na uložení přímočarého hydromotoru

$i$  je poloměr setrvačnosti plochy průřezu pístnice [m]

$S$  je plocha průřezu pístnice [m<sup>2</sup>]

$J$  moment setrvačnosti plochy průřezu pístnice k ose souměrnosti [m<sup>4</sup>]

$$i = \sqrt{\frac{J}{S}} = \sqrt{\frac{\frac{\pi \cdot d^4}{64}}{\frac{\pi \cdot d^2}{4}}} = \sqrt{\frac{3,14 \cdot 0,08^4}{\frac{64}{3,14 \cdot 0,08^2}}} = \sqrt{3,99 \cdot 10^4} \quad (6.1.3)$$

$$i = 0,02 \text{ m}$$

$$\lambda = \frac{l_{red}}{i} = \frac{0,5 \cdot 1,175}{0,02} = \frac{0,587}{0,02} = 29,3$$

Kontrola pístnice na vzpěrnou pevnost podle Tetmajera:

$$\sigma_t < \sigma_{KR}$$

$$\sigma_t = \frac{F}{S} = \frac{161\,811}{0,005024} \quad (6.1.4)$$

$$\sigma_t = 32,2 \text{ MPa}$$

$\sigma_{KR}$  – kritické napětí [MPa]

$$\sigma_{KR} = a - b \cdot \lambda \quad (6.1.5)$$

Kde  $a, b$  jsou materiálové konstanty

Pro ocel 11 500

$$a = 336 \quad b = 0,62$$

$$\sigma_{KR} = 336 - 0,62 \cdot \lambda$$

$$\sigma_{KR} = 336 - 0,62 \cdot 29,3$$

$$\sigma_{KR} = 336 - 18,1$$

$$\sigma_{KR} = 317,9 \text{ MPa}$$

Míra bezpečnosti

$$k = \frac{\sigma_{KR}}{\sigma_t} = \frac{317,9}{32,2} \quad (6.1.6)$$

$$k = 9,87$$

Kontrola pístnice na vzpěrnou pevnost podle Eulera:

Podle Eulera kontrolujeme sílu F:

$$F < F_{KR} \quad (6.1.7)$$

Kde  $F_{KR}$  je kritická síla [N]

$$F_{KR} = \frac{\pi^2 \cdot E \cdot J}{l_{red}^2} \quad [N] \quad (6.1.8)$$

$$F_{KR} = \frac{3,14^2 \cdot 2,1 \cdot 10^{11} \cdot 2,009 \cdot 10^{-6}}{0,587^2}$$

$$F_{KR} = 12,08 \cdot 10^6 \quad N$$

Míra bezpečnosti

$$k = \frac{F_{KR}}{F} = \frac{12,08 \cdot 10^6}{161\,811} \quad (6.1.9)$$

$$k = 74,6$$

Obvykle se  $k$  volí v rozmezí  $2 \div 4$ . Při větší míře bezpečnosti je menší průhyb, menší opotřebení vodících ploch pístu a pístnice, větší životnost těsnění apod.

Pevnostní výpočet je proveden vzhledem ke konstrukci zařízení. Pokud by došlo ke zvětšení pasivních odporů na zařízení, nebo k nepředvídaným mechanickým překážkám na vedení pro posuv stolice, nedojde k průhybu pístnice. Tím pádem by nedošlo k dalším škodám na celém zařízení a k odstávce kontinuálního provozu.

## 7. Porovnání stávajícího a navrženého pohonu

### 7.1 Porovnání energetické náročnosti

Pro porovnání energetické náročnosti stávajícího a navrženého pohonu se vychází z příkonu elektromotoru, který pohání hydrogenerátor popř. kompresor. Tyto hodnoty jsou uvedeny v tab. 7.1.1. Do stávajícího pohonu je zahrnut hydrogenerátor a kompresor. Do navrženého pohonu hydrogenerátor jednoho hydraulického agregátu.

Tab. 7.1.1 Příkon elektromotoru

stávající pohon	navržený pohon
kompresor 30 kW	hydrogenerátor 8,6 kW
hydraogenerátor 7,5 kW	

Navržený pohon pro posuv horizontálních válcovacích na provoze válcovny drátu a jemných profilů stolic zahrnuje celkem tři hydraulické agregáty. Pro každou část provozu válcovny tj. dvoužilová předtrať, pravé hotovní pořadí a levé hotovní pořadí je navržen samostatný hydraulický agregát. Do tab. 7.1.1 navrženého pohonu je uveden pouze jeden příkon elektromotoru, který pohání hydrogenerátor, protože hydraulické agregáty nejsou současně v provozu, ale postupně za sebou.



## 8. Pokyny pro uvedení do provozu

Uvedení do provozu se provádí přímo na pracovišti po připojení k hydraulickému a elektrickému obvodu stroje. Hydraulický pohon má následující parametry

Technické parametry:

Objem nádrže	:	250 dm <sup>3</sup>
Dodávané množství	:	72,5 dm <sup>3</sup> .min <sup>-1</sup>
Pracovní tlak	:	50 bar
Maximální příkon	:	8,6 kW
Otáčky elektromotoru	:	1450 min <sup>-1</sup>
Pracovní kapalina	:	HLP VG 46
Pracovní teplota	:	20° – 55° Celsia
Napětí elektromotoru	:	400 V / 50 Hz
Napětí prvků	:	24 V
Stupeň filtrace	:	minimální třída čistoty 10 podle NAS 1638 (19/15 podle ISO/DIN 4406).

### 8.1 Připojení agregátu

Hydraulický pohon se ustaví na předem určené místo a upevní. Po pečlivém vyčištění přívodů se propojí s přímočarými hydromotory, které jsou původní a zůstávají v provozu i po rekonstrukci. Připojovací místa jsou znázorněna na hydraulickém schématu HS - 0250.

### 8.2 Připojení agregátu k elektrickému obvodu stroje

Hydraulický pohon nemá vlastní řídicí ani jistící obvody prvků elektrovýzbroje. Tyto musí obsahovat elektrický pohon válcovacích stolic. Elektroinstalace musí být provedena dle EN 60 204-1 a ochrana před úrazem elektrickým proudem musí odpovídat ČSN 33 2000-4-1.

### 8.3 Plnění nádrže olejem

Hydraulický pohon je dodáván bez olejové náplně. Plnění oleje se provede přes nalévací filtr, umístěný na víku nádrže. Doporučený olej je uveden v technických parametrech. Pracovní kapalina musí mít minimální třídu čistoty 10 podle NAS 1638 (19/15 podle ISO/DIN 4406). Doporučuji filtrační elementy  $\beta_{20} \geq 10$ . Hladinu lze kontrolovat vizuálně stavoznakem na boku nádrže nebo elektricky-hlídačem hladiny, který signalizuje minimální a maximální hladinu.

### 8.4 Spuštění elektromotorů a čerpadel

Před prvním spuštěním je nutné zkontrolovat, zda směr otáčení elektromotoru souhlasí s údaji na štítku čerpadla – při pravotočivém čerpadle je směr otáčení ve směru hodinových ručiček, při pohledu od elektromotoru na čerpadlo. Po provedené kontrole se spustí čerpadlo a nechá se chvíli pracovat v beztlakovém provozu, aby se dosáhlo dostatečného mazání. Během spouštění je nutné kontrolovat a doplňovat stav pracovní kapaliny. Celý systém je třeba propláchnout. Po dosažení pracovní teploty se může provádět seřizování.

### 8.5 Seřízení pracovního tlaku

Tlak se nastavuje pojistným ventilem poz. 18 na hodnotu provozního tlaku 50 bar. Velikost tlaku odečítáme na manometru poz. 20. Provozní tlak v systému se dosáhne až po přestavení rozvaděče odlehčovacího ventilu. Pozice jsou označeny ve výkresu viz příloha č. 4.

### 8.6 Měření tlaku

Měření tlaku hydraulického obvodu provádíme buď pevně zabudovaným manometrem na hlavním řídicím bloku, nebo v ostatních místech hydraulického obvodu poz. 29 připojením manometru na měřící místa opatřená přípojkami „Minimes“.

## 8.7 Filtrace oleje

Filtrace oleje je zajištěna dvojitým (duálním) filtrem ve zpětném vedení s ventilem, který zajišťuje obtok při zanesení filtru a s optickým ukazatelem znečištění. V případě zanesení filtru lze pomocí třicestného uzávěru přepínat mezi jednotlivými filtry. Stupeň filtrace je uveden v technických parametrech.

Výměnu filtrační vložky je nutné provést:

- Při signalizaci ukazatele znečištění
- Po 1000 provozních hodinách nebo po roce používání
- Při výměně oleje

## 8.8 Měření teploty

Pro elektrickou signalizaci teploty slouží termostaty. Elektrické ovládací obvody jsou řešeny v elektropanelu. Pro vizuální kontrolu teploty oleje slouží teploměr umístěný ve stavoznaku.

## 8.9 Měření hladiny

Výška hladiny oleje je snímána elektrickým hladinoměrem, který měří minimální a maximální hladinu. Pro vizuální kontrolu výšky hladiny slouží stavoznak umístěný na boku nádrže. Elektrické obvody jsou řešeny v elektropanelu, samostatná část zařízení.

## 8.10 Základní bezpečnostní předpisy

Hlavní zásady bezpečného provozu hydraulického zařízení:

- nepřetěžovat hydraulické zařízení vyššími tlaky, než na jaké jsou konstruovány
- elektrické části hydraulických zařízení chránit před působením pracovní kapaliny
- zajistit dokonalou těsnost hydraulického rozvodu
- v případě úniku pracovní kapaliny **okamžitě provést vyčištění pracovního prostoru**
- při demontáži hydraulického zařízení zachycovat vytékající pracovní kapalinu do vhodných nádob nebo do záchytné jímky.
- hydraulická zařízení chránit před mechanickým poškozením
- při veškerých opravách vypnout hydrogenerátor a odlehčit tlak z hydraulických rozvodů

## 8.11 Stanovení rizik spojených s provozem hydraulického zařízení

Stanovení možných rizik při provozu hydraulického zařízení vychází z normy ČSN EN1050

– **Bezpečnost strojních zařízení - Zásady pro posouzení rizika**

**Možná rizika při provozu hydrauliky a způsoby jejich eliminace:**

- **Nekontrolovaný únik tlakové kapaliny** při opravě hydraulického systému, při každé opravě hydrauliky musí být hydrogenerátor mimo provoz.
- **riziko úniku pracovní kapaliny** do prostoru kde se pohybují pracovníci – je možnost uklouznutí a následný pád osoby s rizikem poranění – na pracovišti musí být připravena nádoba s absorpčním přípravkem a místo úniku a jeho okolí musí být bezprostředně po této poruše vyčištěno.
- **riziko kožního onemocnění při manipulaci s pracovní kapalinou** – jedná se o minerální olej (ropný produkt), který může podráždit pokožku – při manipulaci s touto látkou, musí mít provozní pracovník pryžové pracovní rukavice.
- **riziko destrukce tlakové hadice a její vymrštění do prostoru** – tlakové hadice jsou umístěny v prostorech, kde se obsluha při provozu zařízení nesmí pohybovat.

- **riziko požáru** – zvláště při manipulaci s pracovní kapalinou hrozí riziko požáru, jestliže se v blízkosti hydraulického zařízení pracuje s otevřeným ohněm (svařování) nebo obsluha kouří – je přísný zákaz kouření v blízkosti tlakové stanice a rozvodu hydrauliky. Svařování je možné pouze při maximální opatrnosti a přítomnosti vhodného hasicího přístroje.

## 9. Údržba hydraulického pohonu

### 9.1 Údržba pracovní kapaliny

Důležitou činností údržby je údržba pracovní kapaliny. Doporučuje se provádět výměnu pracovní kapaliny na základě analýzy oleje. U tohoto zařízení bez pravidelných analýz oleje by měla být pracovní kapalina měněna min. po každých 4000 až 5000 provozních hodinách. Výměnu pracovní kapaliny provádět pouze tehdy, je-li kapalina ohřátá na teplotu min. 20°C. Vlastnosti přestálé nebo příliš znečištěné kapaliny se v žádném případě nezlepší doplněním nové kapaliny. Plnění kapaliny provádět přes filtry, které mají minimálně takovou propustnost, jako filtry instalované v systému. Nechat provést laboratorní rozbor pracovní kapaliny a výsledky rozdělit podle velikosti a množství nečistot obsažených v kapalině, výsledky nutno zdokumentovat.

### 9.2 Kontrola stavu filtrů

Během uvádění do provozu kontrolovat v časovém intervalu 2÷3 hodiny a eventuálně provést výměnu filtrační vložky. V průběhu prvního týdne provozu je třeba kontrola nebo výměna filtračních vložek. V průběhu provozu zařízení je nutné kontrolovat optický ukazatel znečištění filtru. V případě znečištění filtru lze v průběhu činnosti zařízení provést průchod pracovní kapaliny přes rezervní filtr pomocí kulového uzávěru.

### 9.3 Údržba hydrogenerátoru

Pro údržbu hydrogenerátoru nejsou stanoveny zvláštní požadavky. Po uvedení do provozu je nutné provádět následující kontroly:

- Kontrola hlučnosti za provozu (poslechem, příp. s použitím stetoskopu)
- Kontrola teploty na povrchu hydrogenerátoru (různá místa, provést záznam)
- Kontrola podtlaku na sání
- Kontrola odebíraného příkonu (postačí klešťový ampérmetr nebo wattmetr)

Předchozí kontroly je vhodné aplikovat, případně i opakovat ve fázi po uvedení do provozu. Provedení záznamu umožní porovnání pozdějších stavů s počátečním.

### 9.4 Oprava hydraulického zařízení

V principu lze říct, že opravy hydraulických zařízení se z hlediska hospodárnosti a bezpečnosti realizují u výrobce (stejná kvalita, odborný personál, možnost odzkoušení, záruky).

Při ošetřování a údržbě hydraulického pohonu je nutné dodržovat následující pokyny:

- Udržovat hydraulický pohon v náležité čistotě
- Používat pouze pracovní kapalinu uvedenou v technických podmínkách
- Provádět pravidelnou kontrolu kvality pracovní kapaliny. Vzorek pracovní kapaliny zaslat autorizované zkušebně, v případě nevyhovující kvality provést její výměnu (první výměna je doporučena po 500 hodinách provozu)
- Výměnu provádět při zahřáté pracovní kapalině, po vypuštění z nádrže provést demontáž víka a nádrž vyčistit.
- O provedených opravách a prohlídkách vést písemný záznam
- Sledovat provozní teplotu pracovní kapaliny

- Veškeré opravy provádět při vypnutém přívodu elektrické energie a odtlakovaném hydraulickém obvodu
- Provádět pravidelnou kontrolu dotažení spojovacích dílů po 200 hodinách provozu
- Sledovat těsnost zařízení, v případě netěsnosti provést opravu
- Sledovat hlučnost zařízení

Pokyny pro servisní a kontrolní činnost jsou uvedeny v tab. 8.4.1

Tab. 8.4.1

prvek	kontrolní činnost				
	denně	1xtýdně	1xměsíčně	1x za 3 měsíce	1xročně
pracovní kapalina	vizuální kontrola hladiny v nádrži	kontrola těsnosti potrubního rozvodu	kontrola a dotažení spojů	odebrání vzorku pracovní kapaliny na rozbor	výměna pracovní kapaliny
hydrogenerátor	kontrola teploty a hlučnost	kontrola těsnosti, měření provozního tlaku		kontrola spojky	
filtr		kontrola vizuálního ukazatele znečištění			výměna filtrační vložky
nádrž	kontrola těsnosti prvků na nádrži				vyčištění nádrže
řídící blok 1	kontrola těsnosti prvků	kontrola provozního tlaku a seřízení			vyčištění všech prvků řídicího bloku
ovládací blok 2	kontrola těsnosti prvků		kontrola a dotažení spojů		vyčištění všech prvků ovládacího bloku
přímočarý hydromotor		vizuální kontrola těsnosti	vizuální kontrola pístnice		výměna těsnění hydromotoru

## 10. Závěr

Úkolem této diplomové práce bylo navrhnout hydraulický pohon pro posuv horizontálních válcovacích stolic na provoze válcovny drátu a jemných profilů v Třineckých železárnách. Navržený hydraulický pohon splňuje ty nejnáročnější požadavky, které jsou kladené na současnou kontinuální výrobu válcovaných výrobků. V úvodu byl stručně popsán současný stav hydraulického pohonu pro posuv válcovacích stolic na válcovně drátu a jemných profilů. V rámci řešení bylo navrženo alternativní řešení zadaného úkolu, které bylo zvoleno ze dvou návrhů.

Při výběru mezi těmito návrhy se přihlíženo ke splnění zadaných požadavků, byly zohledněny ekonomické i ekologické aspekty. Jako optimální byla vybrána varianta obvodu, která splňuje požadavky na co nejmenší energetickou náročnost, snadnou obsluhu a údržbu celého systému a rovněž s ohledem na zajištění kontinuálnosti provozu.

Dalším bodem této diplomové práce je tepelný výpočet hydraulického obvodu, kde je popsán průběh jednotlivých ztrátových výkonů během pracovního cyklu. Tepelný výpočet provedený v této práci dokazuje jaké teplotní poměry vznikají během pracovního cyklu a také je základem pro návrh dalších zařízení jako je např. chlazení. Z grafu průběhu oteplování pracovní kapaliny je zřejmé, že během pracovního cyklu nedojde k překročení maximální provozní teploty. Z tohoto důvodu není nutná instalace přídavného chladiče.

Závěrečná kapitola popisuje pokyny pro uvedení do provozu. Jsou zde uvedeny základní bezpečnostní předpisy pro provoz hydraulického zařízení a rizika spojená s provozem hydraulického zařízení.

Příloha obsahuje výkresy, dispozice kontijemné tratě, stávající hydraulický obvod, sestava pohonu válcovacích stolic, nový hydraulický obvod včetně specifikace prvků.



## 11. Použitá literatura

- [1] PAVLOK, B.; *Hydraulické prvky a systémy. Díl 1.* 1. vydání. Ostrava: VŠB – TU Ostrava, 2001. 156 s. ISBN 80 -7078 - 620 - 5
- [2] SIVÁK, V. *Projektování hydraulických systémů.* Ostrava: VŠB - TU Ostrava, 1990. 331 s. ISBN 80-7078-037-1.
- [3] KOLEKTIV AUTORŮ. *Projektování a konstrukce hydraulických zařízení.* Lohr am Main: Mannesmann Rexroth, 1988. 362 s. ISBN 3 - 8023 - 02664.
- [4] HORST-W. GROLLIUS, *Grundlagen der Hydraulik*, Fachbuchverlag Leipzig – 2004, 224 s. 1. Vydání. ISBN 3- 446-22606-0
- [5] PAVLOK, B., SIVÁK, V. *Provoz a údržba hydraulických mechanismů.* Ostrava: VŠB-TU Ostrava, 1989. 93 s.
- [6] PAVLOK, B.; *Hydraulické prvky a systémy. Díl 2.* 1. vydání. Ostrava: VŠB – TU Ostrava, 2008. 140 s. ISBN 978 - 248 - 1827 - 6
- [7] Kopáček, J. *Pohony a převody.* Ostrava: VŠB – TU Ostrava, 2002. 221 s
- [8] Firemní podklady firmy Bosch Rexroth, 2004.  
Dostupné na WWW: <http://www.Boschrexroth.cz>
- [9] Firemní podklady firmy Siemens  
Dostupné na WWW: <http://www.siemens.cz>
- [10] Firemní podklady firmy HYDAC. Dostupné na WWW: <http://www.hydac.cz>
- [11] Firemní podklady firmy FLUTEC  
Dostupné na WWW: <http://www.flutec.cz>
- [12] Firemní podklady firmy OILGEST  
Dostupné na WWW: <http://www.metalworld.com>
- [13] Firemní podklady firmy IFM ELECTRONIC  
Dostupné na WWW: <http://www.ifm-electronic.cz>
- [14] Firemní podklady firmy JSC. Dostupné na WWW: <http://www.jsc-brno.cz>
- [15] Firemní podklady firmy Walterscheid.  
Dostupné na WWW: <http://www.gkn-walterscheid.cz>
- [16] Firemní podklady firmy ARGO – HYTOS  
Dostupné na WWW: <http://www.argo-hytos.com>
- [17] Firemní podklady firmy Hydrotechnik  
Dostupné na WWW: <http://www.hydrotechnik.com>

## 12. Seznam příloh

č. 1	Výkres kontijemná trať, dispozice	KJT 05 – 09
č. 2	Výkres hydraulické schéma stávajícího pohonu	HA 0473.1
č. 3	Výkres sestava pohonu válcovacích stolic	SPVS 05 – 09
č. 4	Výkres schéma obvodu	HA 0250 05 – 09
č. 5	Specifikace prvků	
č. 6	DVD – diplomová práce	